



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**Trabajo Fin de Grado**  
**CURSO 2017/18**

---

*Estudio de cavitación en válvulas de control*

---

**Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales**

**ALUMNA/O**

Héctor Lorenzo García

**TUTORAS/ES**

Marcos Lema Rodríguez

Anne Marie Elisabeth Gosset

**FECHA**

JULIO 2018



## **Resumen: Estudio de cavitación en válvulas de control.**

En este proyecto experimental se lleva a cabo la puesta en marcha de una instalación hidráulica, y con ella, se estudia el fenómeno de cavitación en válvulas tanto de control como SRV (Safety Relief Valves). Para ello, esta se dota de sensores, de un sistema de adquisición de datos y un entramado para realizar visualizaciones de las cavidades. El estudio se centrará en obtener las curvas de las características hidráulicas de la válvula y como este fenómeno ha afectado en ellas. Especialmente, la comparación entre las condiciones de flujos multifásicos y bifásicos, con la ayuda de una bomba de vacío. Finalmente, se utilizará la cámara de alta velocidad para sacar conclusiones en la validación de CFD (Computational Fluid Dynamics) mediante un análisis en frecuencia.

## **Abstract: Study of cavitation in control valves.**

In this experimental project the start-up of a hydraulic installation is carried out, and with it, the phenomenon of cavitation in both control valves and SRV (Safety Relief Valves) is studied. To do this, it is equipped with sensors, a data acquisition system and a framework to visualize the cavities. The study will focus on obtaining the curves of the valve hydraulic characteristics and how this phenomenon has affected them. Especially, the comparison between multiphase and biphasic flow conditions, by a vacuum pump. Finally, the high speed camera will be used to extract conclusions about CFD (Computational Fluid Dynamics) verification and validation by a frequency analysis.

## **Resumo: Estudo da cavitación en válvulas de control.**

Neste proxecto experimental lévase a cabo a posta en marcha dunha instalación hidráulica, e con ela, estúdase o fenómeno da cavitación en válvulas tanto de control coma SRV (Safety Relief Valves). Para iso, dótese de sensores, dun sistema de adquisición de datos e unha disposición para realizar visualizacións das cavidades. O estudo centrarase en obter as curvas das características hidráulicas da válvula e como este fenómeno afecta nelas. Especialmente, a comparación entre as condicións de fluxos multifásicos e bifásicos, coa axuda dunha bomba de baleiro. Por último, utilizarase a cámara de alta velocidade para obter conclusións acerca da validación de CFD (Computational Fluid Dynamics) mediante un análise de frecuencia.



# **ÍNDICE GENERAL**

**DOCUMENTO I: MEMORIA**

**ANEJO I: BIBLIOGRAFÍA**

**DOCUMENTO II: CONCLUSIONES**

**DOCUMENTO III: PRESUPUESTO**



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO  
CURSO 2017/18**

---

*Estudio de cavitación en válvulas de control*

---

**Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales**

**DOCUMENTO I**

**MEMORIA**





## Índice: Estudio de cavitación en válvulas de control

1	Introducción .....	1
2	Objetivos.....	2
3	Justificación .....	3
4	Estudio bibliográfico .....	5
4.1	Tipos cavitación .....	8
4.2	Cavitación en la naturaleza.....	8
4.3	Dinámica de las burbujas.....	9
4.3.1	Colapso de burbujas.....	10
4.4	Ruido generado .....	10
4.5	Influencia en las características hidráulicas .....	12
4.6	Teoría flujos.....	18
4.6.1	Flujo Monofásico .....	19
4.6.2	Flujo bifásico.....	19
4.7	Soluciones adoptadas en la industria.....	22
4.8	Modelos computacionales .....	24
4.9	Estudios recientes .....	27
5	Elementos de la instalación.....	47
5.1	Depósitos.....	49
5.2	Sistema seguridad .....	50
5.3	Bombas .....	50
5.4	Sistema de llenado .....	51
5.5	Válvula.....	52
6	Sistema de adquisición de datos.....	54
6.1	Presión .....	54
6.2	Temperatura .....	57
6.3	Caudal .....	57
6.4	Cámara de alta velocidad .....	59
6.4.1	Análisis de señal.....	59
6.4.2	Errores sistemáticos .....	60
7	Normativa .....	61
8	Resultados Experimentales .....	64
8.1	Globales .....	64
8.1.1	Caracterización.....	64

8.1.2 Desorción de gases .....	68
8.2 Locales .....	69

## Índice: Figuras

Figura 1 Diagrama de fases del agua. Cavitation and bubble dynamics by Christopher Earls Brennen (Oxford University). .....	5
Figura 2 Grados de cavitación en función del coeficiente adimensional. Reducing and controlling the effects of cavitation, flashing and noise by TrimTeck.....	7
Figura 3 Intensidad espectral de ruido. Martin (1981). .....	11
Figura 4 Caudal frente a la pérdida de carga en la válvula bajo condiciones de presión constante a la entrada. Parcol, Handbook for control valve sizing. ....	12
Figura 5 Proceso adiabático. Escuela Politécnica superior de Ingeniería de Gijón.....	13
Figura 6 Número de Match en toberas convergentes-divergentes. EPI Gijón. ....	13
Figura 7 Condiciones compresibilidad en toberas y difusores. EPI Gijón. ....	14
Figura 8 Gráfico de determinación del coeficiente $x_{fz}$ . Experimental Investigation of cavitation in a Safety Relief Valve using water. Extension to Cryogenic fluids by Jorge Pinho. ....	15
Figura 9 Dependiendo de la zona tenemos diferentes valores de $x_{fz}$ . Cavitation in control Valves by Samson. ....	15
Figura 10 Gráfico de PDK o presión crítica. Cavitation in control Valves by Samson. ....	16
Figura 11 Variaciones del factor crítico con respecto al fluido, experimento de Stiles (1976). .	17
Figura 12 Flujo a través de un conducto. Cálculo de coeficientes de flujo en válvulas mediante CFD para su uso en AVL BOOST de Carlos Javier Fiz Sastre. ....	18
Figura 13 Trims de contención de una sola etapa. Válvulas de control: Selección y cálculo. ....	22
Figura 14 Caída de presión escalonada. Reducing and controlling the effects of cavitation, flashing and noise by TrimTeck.....	23
Figura 15 Diseños anticavitación. Válvulas de control: Selección y cálculo.....	23
Figura 16 Ciclo condensado-agua. Válvulas de control: Selección y cálculo. ....	24
Figura 17 Campo de velocidad y flujo para diferentes radio de curvatura. A Parametric Study of Hydrodynamic Cavitation Inside Globe Valves (2018). .....	27
Figura 18 Distribución de presiones en la válvula para diferentes velocidades de entrada. A Parametric Study of Hydrodynamic Cavitation Inside Globe Valves (2018). .....	28
Figura 19 Índice de cavitación y volumen de vapor en función de radio de curvatura, altura obturación y desviación. A Parametric Study of Hydrodynamic Cavitation Inside Globe Valves (2018). ....	30
Figura 20 Modelo transparente de la válvula. Numerical modeling of turbulent cavitation flows in safety relief valves (2014). ....	30
Figura 21 Modelo Shear Stress para la aparición de presión de vaporización. Numerical modeling of turbulent cavitation flows in safety relief valves (2014). ....	32
Figura 22 Toma de datos con la presión aguas arriba constante. Numerical modeling of turbulent cavitation flows in safety relief valves (2014). .....	32
Figura 23 Resultados coeficiente de caudal experimental y numéricamente en flujos no cavitado. Numerical modeling of turbulent cavitation flows in safety relief valves (2014). .....	33
Figura 24 Resultados del cálculo del factor de recuperación de líquido. Numerical modeling of turbulent cavitation flows in safety relief valves (2014). .....	34
Figura 25 Cálculo de la presión en el disco con un modelo simplificado. Numerical modeling of turbulent cavitation flows in safety relief valves (2014). .....	34
Figura 26 Modelo simplificado. Experimental study and modeling of single- and two-phase flow in singular geometries and safety relief valves (2011). ....	34

Figura 27 Comparación de la fuerza hidrodinámica experimental y teórica de SRV versus apertura de válvula para $P_1 = 0.3$ MPa en flujo de agua. Experimental study and modeling of single- and two-phase flow in singular geometries and safety relief valves (2011). .....	35
Figura 28 Comparación de la fuerza hidrodinámica experimental y teórica de SRV contra la apertura de la válvula para $P_1=0,3$ MPa en condiciones de flujo de dos fases. Experimental study and modeling of single- and two-phase flow in singular geometries and safety relief valves (2011). .....	35
Figura 29 Modelo y gráfico de la contrapresión bajo cavitación y en flujo monofásico con modelos experimentales y teóricos. Mass flux and hydrodynamic forces of two-phase cavitating flow through a safety relief valve at initial subcooling conditions (2014). .....	36
Figura 30 Interpolación de $P^*$ . Mass flux and hydrodynamic forces of two-phase cavitating flow through a safety relief valve at initial subcooling conditions (2014). .....	37
Figura 31 Contribución de cada término en las fuerzas hidráulicas sobre el disco. ....	37
Figura 32 Fuerza hidráulica en función de la altura de obturación y la caída de presión para una presión aguas arriba constante. ....	38
Figura 33 Evaluación turbulencia, setup y gráfica de caudal. Numerical simulation and experimental validation of the cavitating flow through a ball check valve (2013). ....	39
Figura 34 Setup. Measurements and analysis of cavitation in a pressure reducing valve during operation – a case study (2015). ....	40
Figura 35 Índice de cavitación frente a la apertura de válvula. Measurements and analysis of cavitation in a pressure reducing valve during operation – a case study (2015). ....	40
Figura 36 Perturbaciones no estacionarias frente a la apertura de válvula. Measurements and analysis of cavitation in a pressure reducing valve during operation – a case study (2015). ....	41
Figura 37 Régimen de cavitación. Measurements and analysis of cavitation in a pressure reducing valve during operation – a case study (2015). ....	41
Figura 38 Espectro de señales en cada zona de la instalación y en función de las horas de demanda. Measurements and analysis of cavitation in a pressure reducing valve during operation – a case study (2015). ....	42
Figura 39 Flujo. Computational Fluid-Dynamics-Based Analysis of a Ball Valve Performance in the Presence of Cavitation (2014). ....	43
Figura 40 Concordancia resultados experimentales y teóricos. Computational Fluid-Dynamics-Based Analysis of a Ball Valve Performance in the Presence of Cavitation (2014). ....	43
Figura 41 Planos de los dos tipos de jaula utilizadas. Numerical Study on Cavitation Occurrence in Globe Valve (2013). ....	43
Figura 42 CFD válvula con los dos tipos de jaula. Numerical Study on Cavitation Occurrence in Globe Valve (2013). ....	45
Figura 43 Cantidad de vapor creado. Numerical Study on Cavitation Occurrence in Globe Valve (2013). ....	45
Figura 44 Influencia del anillo en la superficie hidráulica. Experimental Study and Numerical Modeling of Incompressible Flows in Safety Relief Valves (2017). ....	46
Figura 45 Plano instalación. Por Marcos Rama Salorio, s.l. ....	47
Figura 46 Esquema bocetado de la instalación. ....	48
Figura 47 Depósito de remanso. ....	49
Figura 48 Depósito 700L. ....	49
Figura 49 Seta seguridad. ....	50
Figura 50 Bomba centrífuga ESHE 40-250/110/P25VSSA. ....	50
Figura 51 Bomba de vacío. ....	51
Figura 52 Ojo de buey. ....	51

Figura 53 Sistema blowdown de las SRV.....	52
Figura 54 Válvula utilizada API1 1/2G3. ....	52
Figura 55 Válvulas con acción pilotada. ....	52
Figura 56 Tarjeta adquisición de datos. ....	54
Figura 57 Calibrador manométrico. ....	54
Figura 58 Calibración de sensores de presión.....	55
Figura 59 Transductor de presión aguas arriba de la válvula. ....	56
Figura 60 Transductor de presión aguas abajo de la válvula. ....	56
Figura 61 Transductor de presión depósito. ....	56
Figura 62 Termopar tipo K soldado en el vaso de remanso.....	57
Figura 63 Termopar tipo K a temperatura ambiente.....	57
Figura 64 Esquema conexión caudalímetro.....	58
Figura 65 COMAC CAL FLOW33, caudalímetro de inducción. ....	58
Figura 66 Phantom Miro 310. ....	59
Figura 67 Teorema de Nyquist, frecuencia de muestreo.....	60
Figura 68 Elementos de ensayo. ....	61
Figura 69 Distancias del ensayo. ....	62
Figura 70 Recomendación utilizada para la colocación transductores de presión.....	62
Figura 71 Gráfico de presión mínima a utilizar aguas arriba. ....	63
Figura 72 Caudal frente a caída de presión bajo diferentes alturas de obturación hasta alcanzar cavitación. ....	64
Figura 73 Gráfico comparativo con la literatura anterior. ....	65
Figura 74 GUI Matlab. ....	65
Figura 75 Diagrama caudal-caída de presión para dos alturas con flujos saturados y desgasificados. Elaboración propia.....	68
Figura 76 Media de 10000 imágenes para una apertura de 5 mm $P_1=3.5$ bar g y una caída de presión de 2.79 bar. ....	69
Figura 77 Campos de vorticidad (arriba) y cala desviación estándar (abajo) by <i>Experimental Investigation of Cavitation in a Safety Relief Valve using water. Extension to Cryogenic fluids</i> . 70	
Figura 78 Campos instantáneos de vorticidad.....	71
Figura 79 Análisis en frecuencia mediante PIV para 8 y 3 mm by <i>Experimental Investigation of Cavitation in a Safety Relief Valve using water. Extension to Cryogenic fluids</i> .....	71
Figura 80 Cálculo del número de Strouhal by <i>Experimental Investigation of Cavitation in a Safety Relief Valve using water. Extension to Cryogenic fluids</i> . ....	72
Figura 81 Espectro para 20000 imágenes y 16 intervalos, con pico en 693.8477. ....	73
Figura 82 Espectro para 20000 imágenes y 32 intervalos, con pico en 693.847 Hz. ....	73
Figura 83 Espectro para 20000 imágenes y 4 intervalos, con pico en 679.6875. ....	73
Figura 84 Espectro para 20000 imágenes y 8 intervalos, con pico en 679.68 Hz. ....	73
Figura 85 Rastro de la frecuencia.....	73
Figura 86 Mediciones en píxeles realizadas sobre el rastro mediante Fiji.....	73
Figura 87 Seguimiento de un vórtice para las condiciones estudiadas de 8mm y una caída de presión de 250 KPa.....	73



## 1 INTRODUCCIÓN

El diseño de las válvulas de control y los SRV (Safety Relief Valves) está definido y tiene métodos fiables en el dominio de los flujos monofásicos. Por contra, cuando la presión estática de un líquido subenfriado inicialmente cae por debajo de la presión de saturación, se forman burbujas de vapor que tienden a reducir localmente la velocidad media del sonido, con ello aumenta el número de Match y la compresibilidad del flujo. Por este motivo se verá condicionada la cantidad de masa evacuada a una cierta presión, lo que dará lugar a un estudio particularizado de este efecto. Además de los conocidos deterioros de los sistemas hidráulicos cuando las burbujas formadas implosionan al recuperar la presión (fallo mecánico, ruidos, vibraciones, corrosión, erosión por flashing...).

Concretamente, en este trabajo nos centraremos en los flujos bifásicos o multifásicos producidos por la cavitación, realizando la puesta en marcha de una instalación hidráulica para su estudio. Esta se pondrá en funcionamiento y dispondrá tanto de un sistema de adquisición de datos como de sensores de National Instruments (NI), estableciendo sinergias entre estos dispositivos y los elementos de la misma. Además, se dotará de un sistema de visualización de flujos a alta velocidad permitiéndonos: catalogar válvulas, validar CFD, realizar estudios experimentales, ofreciéndonos la posibilidad de elegir mejores dimensionamientos o diseños de las válvulas, avanzar en el conocimiento de estos fenómenos...

## 2 OBJETIVOS

El primer objetivo es la puesta en marcha de una instalación, creando una base de datos experimental confiable que reproduzca las condiciones de flujo monofásico y cavitante, en ocasiones tratando de aislar este último, evitando flujos multifásicos. Para ello evitamos posibles desorciones de los fluidos provocadas por la Ley de Henry generando condiciones de vacío en la cámara de aire del depósito grande utilizado. Aunque, como se verán en los resultados, en presiones bajas como las sometidas en este modelo de válvula transparente no comercial no se apreciarán diferencias respecto al comportamiento de bloqueo, no siendo esto cierto en las condiciones de operación de una válvula comercial, que por sus materiales y estructura resiste fuertes sobrepresiones.

El segundo objetivo es comprender el mecanismo físico de la cavitación y cómo afecta las características de flujo a través de la válvula. En particular, la limitación del flujo de masa de interés principal para su diseño. Por otro lado, se intenta extraer esta información a partir de las mediciones experimentales y diagnósticos ópticos realizados (y el correspondiente procesamiento de imágenes) con la cámara de alta velocidad, para confirmar la robustez de modelos computacionales y otras tecnologías de medición anteriormente estudiados. Específicamente, se realiza un análisis en frecuencia de la vorticidad, cuyos núcleos albergan la creación de las cavidades.



### 3 JUSTIFICACIÓN

Las válvulas son dispositivos mecánicos que juegan un papel de notoria importancia en el control de cualquier sistema que maneje fluidos. Su correcta caracterización, instalación y dimensionamiento para cada aplicación permite aumentar la eficiencia y la seguridad del sistema. Por consiguiente, la identificación e investigación de cualquier fuente de mal funcionamiento que afecte la operación normal de una válvula se vuelve esencial para la optimización de ingeniería del proceso. Por otro lado, el tejido industrial fabricante de estos dispositivos, pese a tener soluciones plausibles desde un punto de vista agregado e industrial, dicho mercado no está dotado de la suficiente madurez deseada.

Algunos de los numerosos procesos técnicos e industriales implicados son la ingeniería nuclear, química, térmica o mecánica en los que pueden encontrar diferentes reactores gas-líquido, calderas, condensadores, evaporadores y / o sistemas de combustión en los que las válvulas tienen un papel de relevancia. En especial en los sistemas de ingeniería nuclear y térmica, el uso de válvulas de seguridad (SRV) es obligatorio ya que las protege contra cualquier sobrepresión, lo que representa la máxima protección antes de que ocurra un accidente. Convirtiéndose en una tarea crucial su correcto diseño, automatismo y el control de los fenómenos físicos y variables que pueden tener lugar en el proceso cumpliendo las expectativas depositadas en su aplicación.

En general, se sabe que la cavitación hidrodinámica es una fuente común de problemas que afectan al funcionamiento normal de diferentes tipos de sistemas hidráulicos. La cavitación se describe como la formación repentina de cavidades de vapor, como consecuencia de los rápidos cambios de presión que pueden causar la vaporización seguida de la condensación de un líquido que fluye por la implosión de burbujas. Este fenómeno se considera destructivo para la mayoría de los casos. Puede causar problemas de ingeniería importantes, tales como la limitación de las tasas de descarga en las válvulas, las pérdidas de eficiencia en las bombas, el daño y la erosión de las hélices de las cuchillas, variación en las propiedades hidrodinámicas de un perfil, el ruido y la vibración. Por estas razones, la despresurización a través de los SRV que operan en plantas nucleares, térmicas, químicas... ha ganado una conciencia continua y creciente del público, así como un alto interés de demanda por las estrategias de seguridad llevadas a cabo fabricantes. Además de que en este tipo de industrias los fluidos suelen trabajar a altas temperaturas luego se favorece este tipo de fenómeno, puesto que las disminuciones de presión no tienen que ser tan acusadas necesariamente para iniciar los primeros núcleos.

El tamaño incorrecto, la instalación y el mal funcionamiento de las válvulas de seguridad se han identificado como la falla principal por varios accidentes ocurridos en el pasado reciente que causaron lesiones y muertes: accidente de Three Mile Island (1979), Ciudad de México (1984), Derrame de petróleo de Deepwater Horizon (2010) y más recientemente Fukushima (2011). (Aunque en algunos casos no fueran la causa principal del problema, si contribuyeron al desastre). Con lo cual se vuelve necesario seguir las normativas de diseño de las mismas y no sólo para sucesos pasados sino principalmente para la mejora continua y optimización de los procesos. Consiguiendo, de esta manera, que pérdidas que actualmente son naturales formen parte del aprendizaje pasado.

Por añadido, la normativa referente a este fenómeno se calcula en función de parámetros que dependen de técnicas acústicas que no son muy fiables sobre todo en condiciones industriales. Es por ello que se vuelve necesario estudiar este fenómeno desde otros puntos de vista para poder avanzar en la realización de CFD que consigan resultados normalizados para estos flujos transitorios, en ocasiones difíciles de modelar por la presencia y mezcla de factores tanto hidrodinámicos como termodinámicos. Es más, actualmente se usan parámetros genéricos que intentan reflejar los efectos de dimensiones y forma de las diferentes válvulas y como esto afectaría en los resultados de los índices (Pressure Scale Effect and Size Scale Effect) que en un futuro podrían dejar paso a una automatización fiable y concisa.

## 4 ESTUDIO BIBLIOGRÁFICO

Desde el siglo XIX, donde Reynolds (1873) y Parsons (1906) fueron de los primeros en identificar el fenómeno de cavitación en hélices de barcos que giraban a altas velocidades, este ha sido foco de investigación. El tema ha sido sujeto de investigación intensa desde entonces debido a los efectos adversos normalmente asociados, como la pérdida de rendimiento, el ruido y el daño.

De todos modos, muchos de los efectos todavía no han sido explicados completamente por la complejidad del proceso ya que envuelve áreas de la acústica, termodinámica, hidrodinámica y óptica.

La cavitación hidrodinámica ocurre en los sistemas de líquido que fluye cuando la presión cae lo suficientemente bajo en alguna región del flujo, de modo que se forman las cavidades de vapor. Es el fenómeno termodinámico que define la transición del estado líquido al gas sin fuente de calor externa. Esta definición se usa normalmente para identificar y distinguir cavidades de otros fenómenos de vaporización de líquidos (ebullición) que se producen a presión constante cuando la temperatura del líquido alcanza la temperatura de saturación. Aunque ambos fenómenos se basan en el mismo mecanismo físico, los caminos termodinámicos son distintos y, por lo tanto, la diferenciación en términos de definición es necesaria. Estos diferentes caminos se ilustran en el diagrama de fases de la figura, para el caso del agua.

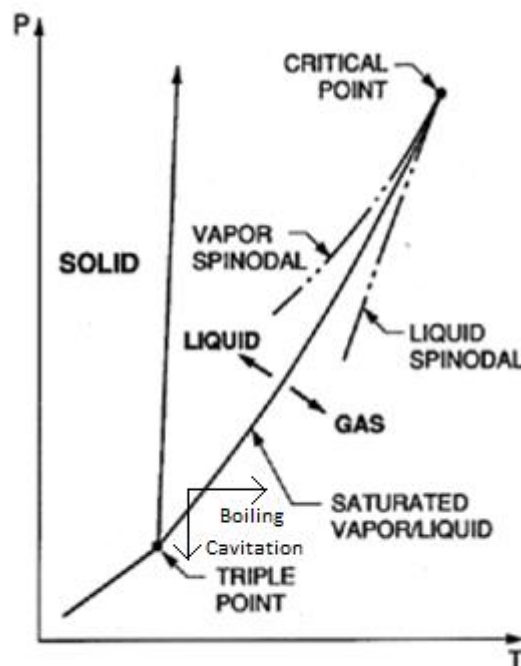


Figura 1 Diagrama de fases del agua. Cavitation and bubble dynamics by Christopher Earls Brennen (Oxford University).

Inicializados por la presencia de núcleos en el fluido (microburbujas, partículas sólidas, etc.), las cavidades de vapor aparecen en los líquidos cuando la presión es inferior a un cierto umbral, que corresponde aproximadamente a la presión de saturación del fluido en una temperatura dada. Existe cierta incertidumbre en la literatura acerca de la presión real cuando comienza la cavitación. Dado que es **virtualmente imposible medir la presión dentro de un remolino que viaja**, la controversia puede que nunca se resuelva. Por otro lado son varias las propuestas a nivel computacional para dilucidar la mejor aproximación de dicha presión influenciada por los efectos de vorticidad, turbulencia y desprendimiento provocados por el roce de las capas móviles y estáticas del fluido en estas condiciones. Cuando se recupera la presión local, estas cavidades de vapor implosionan violentamente. Además, este fenómeno depende fuertemente de la tensión superficial del fluido en cuestión, no sólo de las presiones puesto que se necesita vencer una energía de activación inicial.

Se necesita un parámetro adimensional para caracterizar la cavitación. Este parámetro se define normalmente en la literatura como la proporción de fuerzas que intentan suprimir la cavitación a las fuerzas que intentan causarlo. En el caso de una singularidad hidráulica, las fuerzas que suprimen la cavitación son proporcionales a la magnitud de la presión media aguas arriba con respecto a la presión de vapor absoluta, es decir,  $(P_1 - P_v)$ . La fuerza que causa la cavitación es proporcional al cabezal de velocidad o a la caída de presión a través de la válvula  $(\Delta P)$ . El parámetro de cavitación resultante  $\sigma_{P_1}$  se puede expresar como:

$$\text{Ecuación 1 } \sigma_{P_1} = \frac{P_1 - P_v}{\Delta P}$$

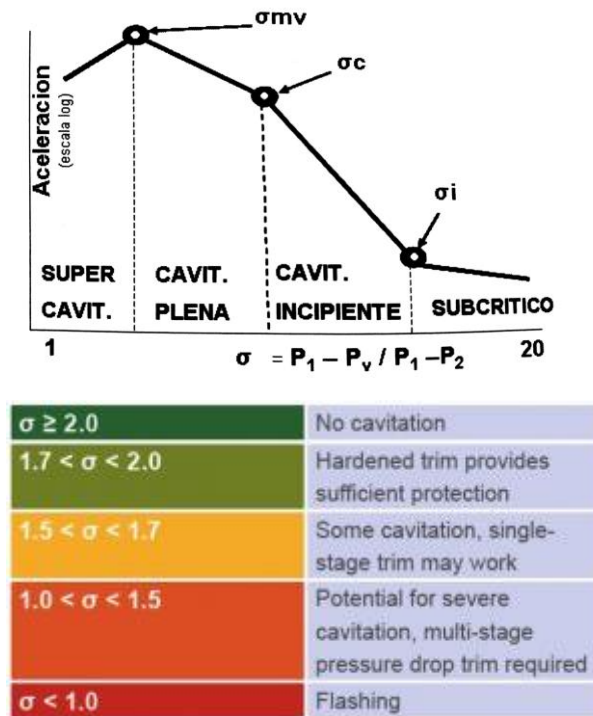
Formas alternativas del número de cavitación  $\sigma_{P_1}$  definido en **Ecuación 1** puede encontrarse en la literatura, especialmente en cuanto a las ecuaciones de dimensionamiento y recomendaciones usadas en válvulas y otras singularidades hidráulicas. En tales casos, el recíproco del número de cavitación  $\frac{1}{\sigma_{P_2}}$  se usa a menudo para identificar diferentes regímenes de cavitación. La elección de las presiones de referencia utilizadas en el numerador de **Ecuación 1** puede ser la presión aguas arriba o aguas abajo. Usando la presión aguas abajo, la ecuación se vuelve:

$$\text{Ecuación 2 } \sigma_{P_2} = \frac{P_2 - P_v}{\Delta P}$$

Esta forma es preferida por varios autores, porque la presión aguas abajo es la presión más cercana a la presión de saturación y por lo tanto influye directamente en la cavitación. Sin embargo, es más conveniente usar la presión de aguas arriba para la mayoría de las aplicaciones y los dos valores sigma se pueden relacionar directamente con la siguiente ecuación básica:

$$\text{Ecuación 3 } \sigma_{P_1} = \sigma_{P_2} + 1$$

Así en función de este coeficiente tendremos diferentes zonas de funcionamiento:



**Figura 2 Grados de cavitación en función del coeficiente adimensional. Reducing and controlling the effects of cavitation, flashing and noise by TrimTeck.**

En los casos en los que hay mezcla relativa de diferentes fluidos o componentes si tomamos para los cálculos la  $P_v$  más baja para el mayor componente nos conduciría a errores en la protección necesaria para evitar la cavitación de la mezcla. Todo dependerá de la diferencia relativa en las presiones de vapor de cada componente.

Hay que decir que la cavitación en las mezclas de hidrocarburos en la industria petrolífera es menos agresiva por norma general, poniendo especial interés en la posible presencia de partículas abrasivas que la fomenten. Por lo general tiene diferentes “initial boiling points” y diferentes tensiones superficiales. La dinámica del colapso de las burbujas es retardada y suavizada por la presencia de gases y vapores con alta  $P_v$  durante el proceso de condensación de otras burbujas con baja  $P_v$ . Si además el fluido tiene mayor viscosidad puede retardarse todavía más.

Por otra parte, fluidos como los criogénicos trabajan cerca del punto de saturación pero por sus características la cavitación no es tan incidente además de que hay materiales metálicos que incrementan sus propiedades mecánicas a bajas temperaturas.

## 4.1 Tipos cavitación

- **Cavitación gaseosa:** Cuando la presión alrededor de la burbuja alcanza la presión de saturación, la burbuja crece por transporte de gas a través de la interfase. O bien la burbuja crece por un cambio de presión pero sin variar su masa. Este proceso acostumbra a ser lento si no hay efectos convectivos apreciables, en consecuencia no se generan los efectos de implosión como en la vaporosa en el sentido inverso. Estos fenómenos se basan en la Ley de Henry.

Un líquido tiene siempre disuelto en él una cierta cantidad de aire y otros gases. El volumen de gas disuelto en un líquido en el estado de saturación a una presión viene dado por la Ley de Henry:

$$V_G = V_L \alpha_v \frac{P}{P_0} \quad \text{Ecuación 4}$$

Donde  $V_G$  es el volumen de gas disuelto en el líquido,  $V_L$  el volumen líquido,  $P_0$  la presión atmosférica y  $\alpha_v$  el coeficiente de Bunsen. Este coeficiente representa el volumen de gas respecto el volumen de líquido a 1 atmósfera y 273 K, depende muy poco de la viscosidad y temperatura.

Entonces, cuando la presión local es menor a la presión de saturación del líquido, el gas disuelto en el líquido sale por solución hasta que se alcanza un nuevo equilibrio que corresponde a la nueva presión en lo que llamamos pseudo-cavitación o cavitación gaseosa. Mayoritariamente este gas disuelto es aire. En nuestros los experimentos de esta instalación se llegó a presiones cercanas a 5 KPa para desgasificar completamente el fluido. Y hacer que este fenómeno no tuviera influencia en la creación de núcleos que favorezcan la cavitación o disminuya aún más la velocidad del sonido en el fluido favoreciendo la compresibilidad.

- **Cavitación vaporosa:** Cuando la presión alrededor de la burbuja alcanza la presión de vaporización. A diferencia del primer tipo de cavitación, este proceso es muy rápido debido a que la burbuja crece por la rápida evaporación de líquido a través de la interfase. Dando lugar a una condensación súbita y que si puede ocasionar daños.

## 4.2 Cavitación en la naturaleza

La cavitación es un concepto amplio que no sólo se encuentra en los dispositivos hidráulicos comentados elaborados por el hombre (rodets bombas, hélices barcos, álabes de turbinas, válvulas reguladoras...) sino que también para bien o para mal en la naturaleza está presente, algunos ejemplos son:

**Camarón armado:** cierra su pinza a gran velocidad y crea una pequeña nube de cavitación en la punta de su pinza que colapsa casi instantáneamente. Alcanzando localmente temperaturas de 9000 K con gran ruido, como herramienta de caza.

Animales como los delfines no pueden nadar excesivamente rápido por el colapso de las burbujas en sus aletas llenas de terminaciones nerviosas.

Otros casos de cavitación gaseosa, se produce cuando plantas liberan aire disuelto debido a la bajada de presión producida por la evaporación del agua en la parte superior de los conductos por los que circula el agua provocando graves daños.

La cavitación gaseosa también se ve reflejada cuando forzamos una articulación del cuerpo. Al forzarse la articulación la cápsula se dilata y el descenso de la presión del líquido sinovial es suficiente para que se libere el aire que lleva disuelto en él por difusión.

Además, la cavitación puede ser causada en un fluido por entrada de energía, no sólo por los fenómenos comentados. Por ejemplo, un láser crea un plasma en los líquidos que hace que el líquido se evapore creando una cavidad. Las ondas ultrasónicas se pueden usar para inducir frecuencias altas complejas en fases alternas de compresión y rarefacción en líquidos que causa cavitación. De esta manera, los efectos de cavitación se pueden aplicar de manera útil para:

- Superficies de limpieza de partículas no deseadas o contaminantes en la industria.
- Para operaciones no invasivas en el campo de la medicina (Tratamientos anti celulitis y rejuvenecedores de piel, rompiendo piedras del riñón por ultrasonidos...).
- Para descomponer aglomerados en la industria del acabado textil.
- Mezcla y homogenización de partículas suspendidas en un compuesto líquido como pinturas industriales o leche.
- En aguas residuales plantas de tratamiento, la cavitación se usa para descomponer moléculas y bacterias las paredes celulares, rompen los contaminantes y disuelven los minerales de la materia orgánica.

### 4.3 Dinámica de las burbujas

Su crecimiento depende de la tensión superficial del líquido, inercia, viscosidad, densidad, presión del líquido, transferencia de calor o masa o la combinación de estos factores.

La siguiente **Ecuación 5** describe el comportamiento de una esfera en un cuerpo infinito en estado líquido según Rayleigh-Plesset. Se ha obtenido considerando que no existe intercambio de masa a través de la interfase y que la temperatura y la presión dentro de la burbuja son uniformes:

$$\frac{P_{burbuja}(t) - P_{\infty}(t)}{\rho_L} = R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{3}{2} \left( \frac{dR}{dt} \right)^2 + \frac{4\gamma_L}{R} \frac{dR}{dt} + \frac{2\sigma}{\rho_L R}$$

**Ecuación 5**

Además se ha considerado que la densidad y viscosidad del líquido son constantes aunque la compresibilidad del líquido para el colapso de las burbujas puede ser importante, y con una dispersión uniforme de las burbujas.

Cuya solución si en los términos de segundo orden se desprecian los efectos viscosos (amortiguación viscosa) y de tensión superficial y aceleración de las burbujas:

$$\frac{dR}{dt} = \sqrt{\frac{2P_{\text{burbuja}}(t) - P_{\infty}(t)}{3\rho_L}}$$

**Ecuación 6**

Asumiendo que el líquido y el vapor están perfectamente mezclados y la densidad del fluido es función de la fracción local de vapor presente. Otra opción es referenciarla a la cantidad de burbujas vaporizadas o condensadas determinando unos coeficientes empíricos.

#### 4.3.1 Colapso de burbujas

Depende de muchos factores como la tensión superficial, la viscosidad, el contenido no condensable...

Las burbujas condensan repentinamente al ser transportadas por el flujo a regiones donde la presión local excede la presión de vapor. Existe una expresión para el cálculo de la velocidad máxima de implosión:

$$u_i = \sqrt{\frac{2 \cdot (P_{\infty} - P_B)}{3 \cdot \rho_L \left( \frac{R_0^3}{R_f^3} - 1 \right)}} \quad \text{Ecuación 7}$$

Donde  $R_0$  y  $R_f$  son el radio inicial y final respectivamente. Durante este proceso se crean procesos de picos de presión que siguen la expresión de un golpe de ariete:

$$P = \rho c u \quad \text{Ecuación 8}$$

Estos pulsos pueden exceder los 1000 bar de presión. Se han observado velocidades de colapso de 250 m/s y presiones mayores a 1 GPa.

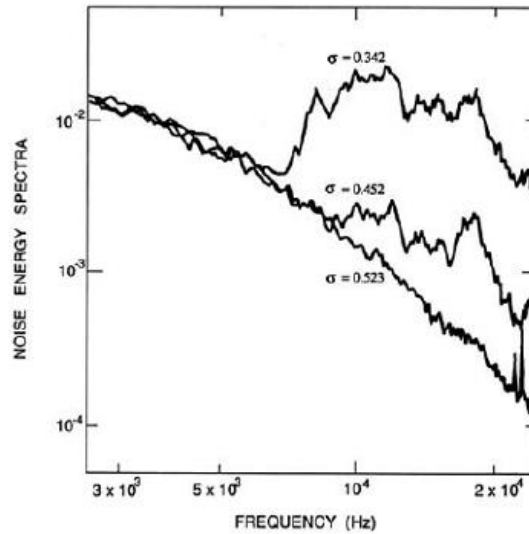
Además, se sabe que una nube de burbujas colapsa a una presión mucho mayor que a la que colapsa una única burbuja a causa de las interacciones internas entre burbujas que existen lo que provoca que la energía liberada en la implosión de las burbujas que la forman sea mucho mayor y provoque unos daños más relevantes en los materiales.

### 4.4 Ruido generado

En la siguiente gráfica tenemos los ruidos generados por cavitación en una válvula de carrete cuya intensidad dependerá de la geometría del flujo, de las propiedades del líquido (presión de saturación, núcleos disueltos, tensión superficial...) y las condiciones



de operación. Bajo índices más bajos se registran mayores variaciones transitorias a altas frecuencias como es de esperar **Figura 3**:



**Figura 3 Intensidad espectral de ruido. Martin (1981).**

Los enfoques teóricos para explicar cómo se desarrolla el ruido se basan en burbujas individuales que implosionan concéntricamente en un fluido infinitamente expandido y sin afectarse la una a la otra. Así la presión del sonido viene dada por la siguiente ecuación donde  $V(t)$  es el ratio de cambio de volumen de las burbujas que se puede determinar con las ecuaciones anteriores y  $r$  la distancia al punto de observación. Donde, si aplicamos el cuadrado de la transformada de Fourier obtenemos la distribución espectral de energía generada en el dominio de la frecuencia.

$$p(r, t) = \frac{\rho_F}{4\pi r} \cdot \frac{d^2}{dt^2} \cdot V(t) \cdot \left( t - \frac{r}{C_F} \right)$$

$$E(f) = \left( \int_{-\infty}^{+\infty} p(t) \cdot e^{-2\pi i f t} dt \right)^2$$

**Ecuación 9**

El máximo se encuentra a bajas frecuencias desde un punto de vista relativo, cuando el radio de la burbuja crece, permitiéndonos diferenciar estas perturbaciones de las del flujo.

## 4.5 Influencia en las características hidráulicas

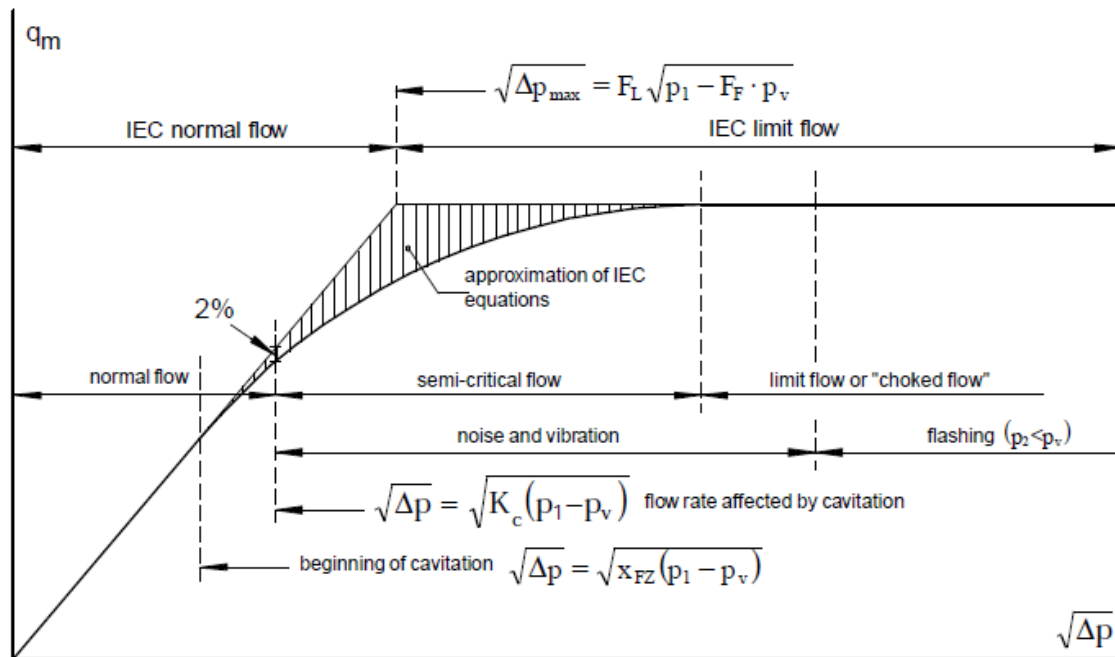


Figura 4 Caudal frente a la pérdida de carga en la válvula bajo condiciones de presión constante a la entrada. Parcol, Handbook for control valve sizing.

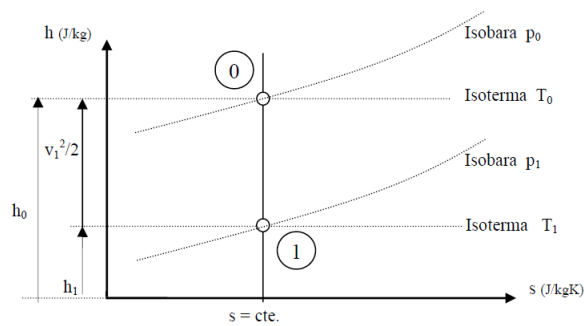
**Explicación de la tasa máxima de descarga bajo cavitación por el nuevo estado de compresibilidad del flujo:**

Planteando las ecuaciones de un fluido isoentrópico (adiabático y sin efectos disipativos) en un conducto de sección variable se llega a la siguiente **Ecuación 12** que demuestra que si el proceso es isoentrópico ninguna sección debe tener área menor que la crítica ya que la relación de áreas tiene un máximo para  $Ma=1$ . Esta teoría ha sido extraída de los Apuntes de Mecánica de Fluidos: Escuela Politécnica superior de Ingeniería de Gijón (Flujo compresible).

Para un proceso adiabático despreciando disipación de energía y trabajo se tiene por conservación de la energía de un proceso isoentrópico:

$$h + \frac{v^2}{2} = cte = h_0$$

**Ecuación 10**



**Figura 5 Proceso adiabático. Escuela Politécnica superior de Ingeniería de Gijón.**

Donde  $h_0$  es la máxima entalpía en reposo isoentrópico. Consideramos también la ecuación sónica que también tiene su deducción para gas ideal considerando las ecuaciones de conservación en un pulso de presión en movimiento:

$$a = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s} \quad \text{Ecuación 11}$$

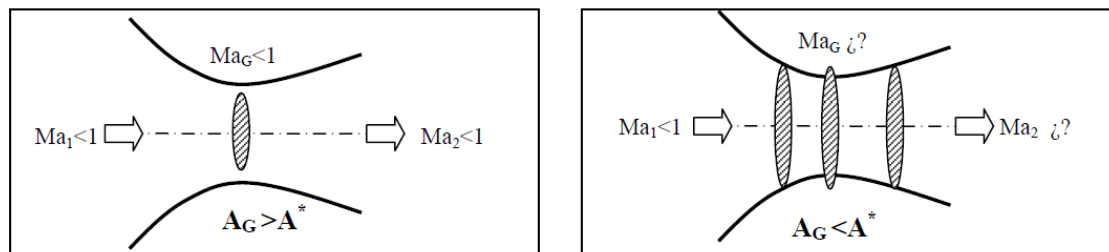
$$a = \sqrt{\gamma RT}$$

Más las siguientes ecuaciones se puede obtener la siguiente relación de áreas:

$$\begin{aligned} P &= \rho RT \\ h &= C_p T \\ PT^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} &= cte \end{aligned} \quad \frac{A}{A^*} = \frac{1}{M_a} \frac{(1 + 0.2 M_a^2)^3}{1.7280}$$

**Ecuación 12**

Lo que demuestra que si se alcanza la velocidad crítica  $Ma=1$  se hace en la sección mínima (vena contracta). Si existiese una sección menor que la crítica, el tránsito hasta alcanzar la sección crítica, no es isentrópico.

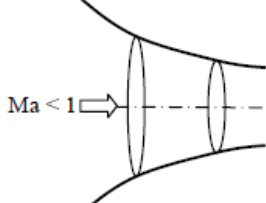
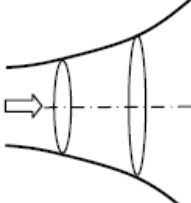
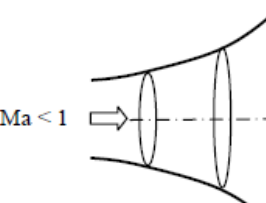
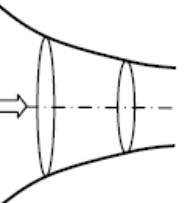


**Figura 6 Número de Match en toberas convergentes-divergentes. EPI Gijón.**

Aun así, se puede afirmar que el caudal máximo que puede atravesar un conducto se da cuando en la garganta se tiene condiciones sónicas (su área es igual a la crítica), se dice que el conducto está bloqueado y no puede haber un caudal másico mayor, a no ser que se agrande la garganta; si la garganta es menor que la crítica el caudal másico que atraviesa el conducto disminuye. Esto es debido, pudiéndose demostrar, a que un fluido en condiciones supersónicas su comportamiento es contrario a uno subsónico. Deja de comportarse de manera isoentrópica (No se conserva la entalpía) por la liberación de ondas de choque. Aquí tenemos la ecuación que describe el comportamiento en toberas y difusores:

$$\frac{dv}{v} = \frac{-dp}{\rho v^2} = \frac{dA}{A} \frac{1}{Ma^2 - 1} \quad \text{Ecuación 13}$$

Es por ello que este fenómeno de que el área de la garganta sea menor que la crítica es como si no se diera puesto que la válvula no pasa del bloqueo para áreas menores que la crítica ya que el caudal estará condicionado por este. De tal manera se puede interpretar como que las ondas de presión producidas por las modificaciones aguas abajo no llegan a transmitirse en el flujo ya que este avanza a una mayor velocidad que la información que se pudiera ver reflejada o transmitida aguas arriba.

	Flujo de entrada SUBSÓNICO	Flujo de entrada SUPERSÓNICO
TOBERA $dv > 0$	$dv > 0$ $dp < 0$ $dA < 0$ $Ma < 1$  TOBERA CONVERGENTE	$dv > 0$ $dp < 0$ $dA > 0$ $Ma > 1$  TOBERA DIVERGENTE
DIFUSOR $dp > 0$	$dv < 0$ $dp > 0$ $dA > 0$ $Ma < 1$  DIFUSOR DIVERGENTE	$dv < 0$ $dp > 0$ $dA < 0$ $Ma > 1$  DIFUSOR CONVERGENTE

**Figura 7 Condiciones compresibilidad en toberas y difusores. EPI Gijón.**

Además, se puede calcular esta tasa de caudal posible en función del número de Match como se observa a partir de la **Ecuación 14** en este bloqueo de la válvula:

$$\dot{m} = A \frac{P_0}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{1.4} \frac{M_a}{(1 + 0.2M_a^2)^{3/4}} \quad \text{Ecuación 14}$$

En la industria actualmente la caracterización en fuerte medida es experimental, como el caso de nuestra instalación diseñada para este propósito, ya que es la única solución confiable que permite derivar las características de cavitación de la válvula probada y actuar en consecuencia si las necesidades lo requieren. Hay que diferenciar cavitación de flashing que es cuando ya no se recupera la presión de vapor al final de la línea y la corriente de salida es casi todo vapor.

De hecho, en la práctica industrial, algunos parámetros se miden aplicando los estándares requeridos para determinar los coeficientes de la válvula de cavitación incipiente  $x_{FZ}$ , índice de cavitación incipiente  $K_C$  y el factor de recuperación de líquido  $F_L$ . Estos parámetros ayudan a caracterizar el flujo obstruido incipiente y el parpadeo cuando la vaporización continúa en el tubo aguas abajo de la válvula:

- $x_{FZ}$ : sirve para determinar cuándo las primeras burbujas aparecen en la sección de la válvula. Sólo es posible determinarlo mediante las perturbaciones con un transductor no estacionario porque la cavitación no afecta al caudal todavía. Es el recíproco del parámetro adimensional de la cavitación de la **Ecuación 1**.

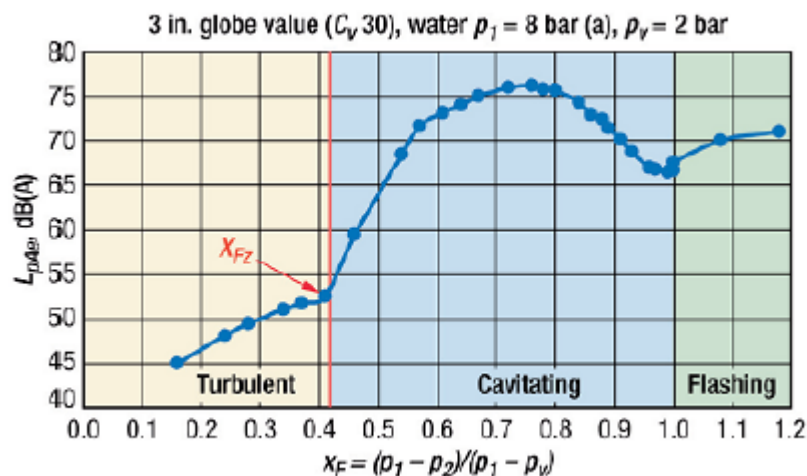


Figura 8 Gráfico de determinación del coeficiente  $x_{FZ}$ . Experimental Investigation of cavitation in a Safety Relief Valve using water. Extension to Cryogenic fluids by Jorge Pinho.

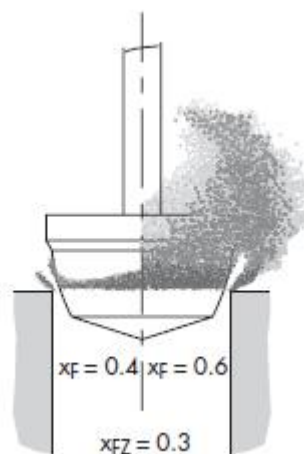
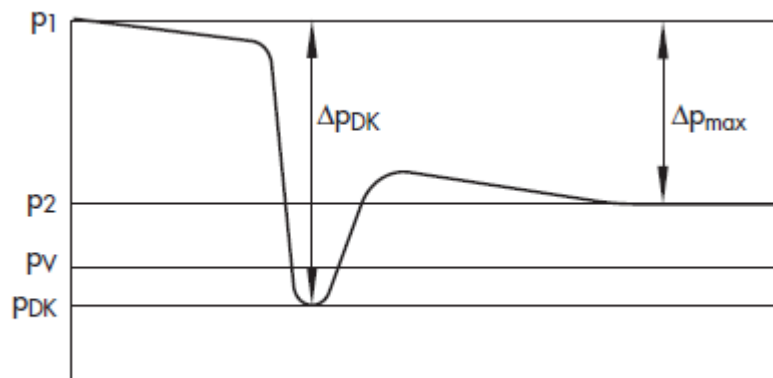


Figura 9 Dependiendo de la zona tenemos diferentes valores de  $x_{FZ}$ . Cavitation in control Valves by Samson.

- $K_C$ : ya indica la primera desviación de la linealidad del caudal frente a la pérdida de carga. Se considera cuando la desviación de caudal es de un 2%.

- **FL:**



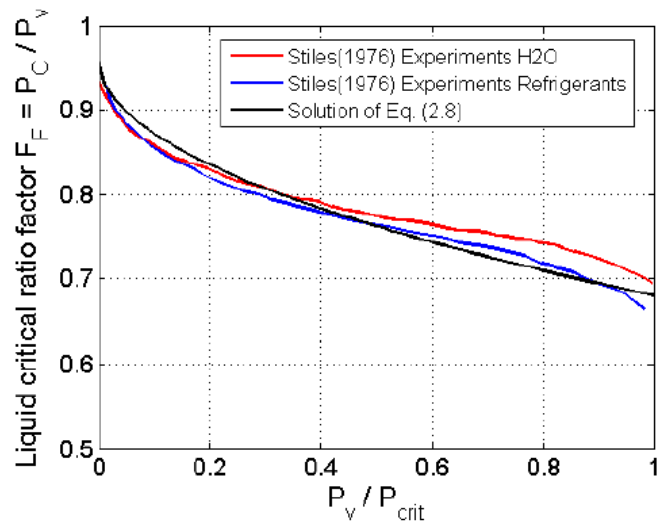
**Figura 10 Gráfico de PDK o presión crítica. Cavitation in control Valves by Samson.**

La presión crítica es el valor alcanzado en la vena contracta, en ella el perfil de velocidad es altamente tridimensional no es completamente uniforme; por lo tanto, puede ocurrir que solo una región reducida del flujo alcance la presión de vaporización. Si esta presión crítica es igual al incremento de presión máxima como en la gráfica anterior se darán las condiciones de flujo estrangula y una disminución de presión no supondrá un aumento de caudal. El flujo alcanzará la velocidad de onda. Relación entre la presión crítica y la presión de vapor:

$$F_F = \frac{P_c}{P_v} \quad \text{Ecuación 15}$$

Normalmente esta presión crítica es ligeramente menor a la presión de vapor, se han conseguido expresiones empíricas a partir de estudios con diferentes fluidos dando lugar a la siguiente expresión:

$$F_F = 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{P_v}{P_{Crítica}}} \quad \text{Ecuación 16}$$



**Figura 11 Variaciones del factor crítico con respecto al fluido, experimento de Stiles (1976).**

Por otro lado, el factor de recuperación de líquido nos da información de cuando se alcanza esa presión crítica y el valor del caudal a la salida ya no varía. Este valor varía con la geometría de la válvula, su apertura y la dirección del flujo ya que depende de la velocidad alcanzada en la vena contracta:

$$F_L^2 = \frac{\Delta P_{\max}}{P_1 - P_c} \quad \text{Ecuación 17}$$

En las SRV por razones prácticas, no es posible establecer una posición de apertura fija durante la prueba normal de estas válvulas, ya que están equipadas con un sistema de muelles que controla la abertura en función de las fuerzas fluidas actuantes, a diferencia de las válvulas de control actuadas bajo posicionadores. Por ello en nuestra instalación hemos reproducido la válvula con un sistema de ajuste de sus diferentes posiciones mediante un obturador roscado. Por ello en la industria se usan primordialmente métodos acústicos de ahí la necesidad del desarrollo de un potencial numérico. Por otro lado es más difícil detectar fenómenos como scattering entre otros.

El factor de recuperación de líquido nos da una idea de cuan pronunciada es la curva y el mínimo de presión alcanzado en la vena contracta asegurándonos así, que válvula de globo por tener un factor de recuperación de líquido mayor se comportan mejor frente a la cavitación que otras válvulas como las de bola o mariposa. La válvula será más autocavitante cuanto mayor sea el valor del factor de recuperación de líquido. Que tengamos un factor de recuperación alto es debido a que la caída de presión se hace principalmente por fricción y no por cambio de velocidades únicamente y de manera más directa por cierre de sección.

Otras relaciones entre estos factores son las siguientes:

$$K_c = 0.8 \cdot F_L^2$$

$$x_{FZ} = \frac{0.90}{\left[ 1 + 3.2 F_d \left( \frac{0.85 C_v}{F_L} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}}} \quad \text{Ecuación 18}$$

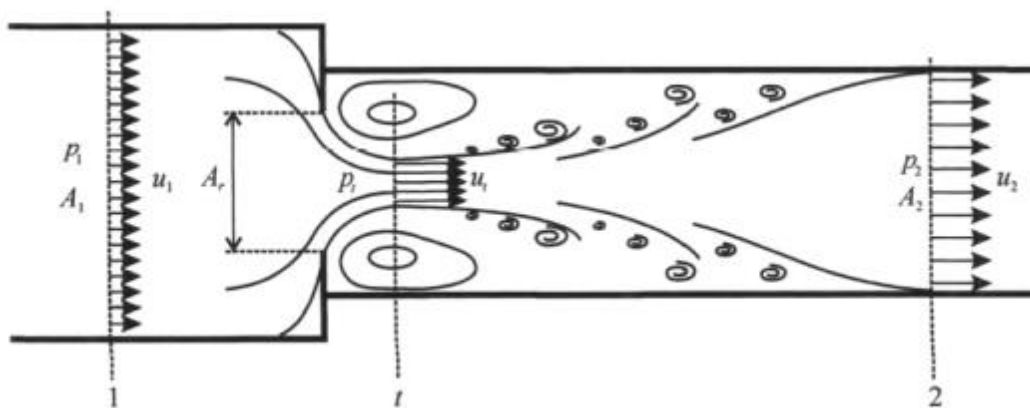
Donde  $F_d$  y  $C_v$  son coeficientes adimensionales del diseño de la válvula. En general estas relaciones son para un cierto tipo de válvula y además los efectos de tamaño de la misma pueden alterarlas.

En la práctica se trata de usar el  $F_L$  de la aplicación (con las condiciones de operación) con el de la válvula que se desea usar, y asegurar que este último sea mayor.

Las pruebas muestran que, para las válvulas de control, el parámetro de cavitación se ve afectado por el tamaño y la presión de la línea. Estos hechos explican la necesidad de realizar una prueba para obtener los parámetros característicos de la cavitación para las válvulas. Por ello la necesidad de realizar instalaciones como las del presente estudio, y la capacidad de extrapolación a otras situaciones.

## 4.6 Teoría flujos

Vamos a explicar en este apartado desde un punto de vista teórico como se tiene establecido la sistemática de cálculo de caudales para los distintos casos que nos encontramos. Primeramente, siempre hay que tener en cuenta el cálculo de un coeficiente de descarga que relacione los resultados teóricos isoentrópico de los experimentales.



**Figura 12 Flujo a través de un conducto. Cálculo de coeficientes de flujo en válvulas mediante CFD para su uso en AVL BOOST de Carlos Javier Fiz Sastre.**



$$C_F = \frac{Q_{Experimental}}{Q_{Teórico}} \quad \text{Ecuación 19}$$

Esto sucede porque cuando existe una restricción, la sección mínima de paso del flujo no coincide con la menor sección de paso geométrica.

#### 4.6.1 Flujo Monofásico

Los flujos en una sola fase están perfectamente definidos Calculando el caudal por Bernoulli en el caso de fluidos incompresibles y en el caso de compresibles teniendo en cuenta la expansión del fluido desde el punto de remanso hasta la sección transversal, siguiendo la siguiente ecuación:

$$q_m = SP_1 \sqrt{\frac{M}{RT_1 Z}} \sqrt{\gamma \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad \text{Ecuación 20}$$

Donde  $P_1$  es la presión de remanso.

En el flujo compresible, la presión de remanso es igual a la presión total solo si el fluido que ingresa al punto de estancamiento se detiene isentrópicamente. Para muchos propósitos en el flujo compresible, la entalpía de estancamiento o la temperatura de estancamiento desempeñan un papel similar a la presión de estancamiento en el flujo incompresible.

Y si no se alcanzan las condiciones críticas, cuando se alcanza la velocidad media de onda en la vena contracta:

$$q_m = SP_1 \sqrt{\frac{M}{RT_1 Z}} \sqrt{\left( \frac{2\gamma}{\gamma-1} \right) \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad \text{Ecuación 21}$$

#### 4.6.2 Flujo bifásico

Sin embargo, cuando flujo a través de una válvula se acompaña de una fuerte caída de presión entre la entrada y la sección transversal más estrecha, vena contracta, que puede hacer que un líquido subenfriado o saturado se vaporice entrando en el caso de flujos bifásicos. Para fines de ingeniería, en el dimensionamiento de válvulas en un flujo de dos fases se basaba a menudo en la suposición de un flujo homogéneo en equilibrio termodinámico (modelo HEM) y la misma velocidad entre las dos fases (equilibrio mecánico). Para un sistema en el que no se produce flashing, no se produce transferencia de masa y este equilibrio implica la misma temperatura entre las dos fases. Si, además, se realiza la hipótesis de que no se produce transferencia de calor entre las

fases (aislamiento térmico), se logra el denominado "flujo congelado". Uno de los modelos HEM más importantes es el llamado  $\omega$ -método que fue propuesto originalmente por Leung (1986).

Si no se alcanzan las condiciones críticas:

$$\frac{G}{\sqrt{2\rho_1 P_1}} = \frac{\sqrt{(1-\eta)(1-\omega) - \omega \ln \eta}}{\omega\left(\frac{1}{\eta} - 1\right) + 1} \quad \text{Ecuación 22}$$

Derivando vemos para que valor del ratio se alcanzan las condiciones críticas  $\eta = \frac{P_2}{P_1}$ .

Se comprueban las condiciones críticas, y si se dan se usa esta otra:

$$\frac{G}{\sqrt{2\rho_1 P_1}} = \frac{b}{\sqrt{\omega}} \quad \text{Ecuación 23}$$

Con b igual al valor crítico de  $\eta$ . Se proponen varias expresiones del parámetro  $\omega$  según las condiciones termodinámicas del flujo de entrada:

- El caso más general es cuando se considera que hay dos fases de flujo ya a la entrada de la válvula se utiliza el siguiente parámetro de Leung.

$$\omega = \frac{x_1 v_{G,1}}{v_1} + \frac{C_{P,L_1} T_1 P_1}{v_1} \left( \frac{v_{G,1} - v_{L,1}}{\Delta h_{v,1}} \right)$$

**Ecuación 24**

El primer término se corresponde al gas que hay en la entrada y la compresibilidad que genera y el segundo debido al vapor formado por la cavitación. Los subíndices 1 se refieren a las condiciones de estancamiento en la válvula y L y G a líquido y gas respectivamente. Cuando hay flashing el segundo término predomina y se trata de un sistema con el parámetro mayor que la unidad.

- Si hay líquido subenfriado subenfriamiento y entra en el orificio y flashing. Si el subenfriamiento es bajo y el líquido empieza a flashing antes de tiempo se puede usar Bernoulli para fluidos incompresibles. Parámetro de Leung para un líquido subenfriado a la entrada

$$\omega = \rho_1 C_{P,L_1} T_1 P_1 \left( \frac{v_{G,1} - v_{L,1}}{\Delta h_{v,1}} \right)^2$$

**Ecuación 25**

- Donde no hay la suposición de equilibrio comentada ya que los agujeros de las válvulas son muy pequeños, menores a 0.1m se puede usar una relación empírica de Fauske (1985).

Además de las importantes ventajas mencionadas en la presente sección, el método  $\omega$  todavía presenta una serie de limitaciones. Por ejemplo:

- Se deben usar diferentes ecuaciones para las diversas condiciones de entrada.
- El método es preciso solo debajo del punto crítico.
- El EOS (Ecuaciones de estado) adoptadas es una aproximación del comportamiento del sistema de dos fases y para algunos fluidos / condiciones puede dar valores incorrectos.
- Es difícil determinar experimentalmente la fracción volumétrica para el uso correcto de los modelos numéricos.
- Finalmente, la hipótesis de equilibrio aún es incierta, especialmente para boquillas cortas con una longitud inferior a 0.1m.

Si hablamos de líquido subenfriado se entiende una sustancia en estado líquido a una temperatura menor que la de saturación a una presión determinada. Si hablamos de líquido comprimido entendemos que la sustancia está como líquida a una presión mayor que la presión de saturación a una temperatura determinada. El otro modelo más conocido posteriormente implementado es el HNE-DS (Homogeneous Non-Equilibrium model by Diener and Schmidt):

Propusieron una modificación del factor  $\omega$  propuesto por Leung (1986) con el factor de corrección  $N$  que tiene en cuenta el grado de retraso que se produce al principio de la nucleación por no estar en una situación equilibrio termodinámico. Factor de corrección a la tasa de vaporización:

$$\frac{dx}{dP} = \frac{dx_e}{dP} N \quad \text{Ecuación 26}$$

Donde  $\frac{dx_e}{dP}$  es la tasa de vaporización en equilibrio termodinámico.

En orificios con área pequeña y en válvulas de control se espera que no haya equilibrio porque la despresurización ocurre de manera rápida en zonas pequeñas resultando el tiempo de transferencia de calor entre fases pequeño  $N \ll 1$  por ello sería interesante EL uso de este método. En oposición, en las válvulas de seguridad tendrá tiempo suficiente para alcanzar las condiciones de equilibrio.

$$N = \frac{dx}{dx_e} \quad \text{Ecuación 27}$$

Los autores hicieron un ajuste bajo una ley de potencia para este factor:

$$N = [x_e (P_{crit})]^\alpha \quad \text{Ecuación 28}$$

Que operando resulta obteniendo un nuevo parámetro  $\omega$ :

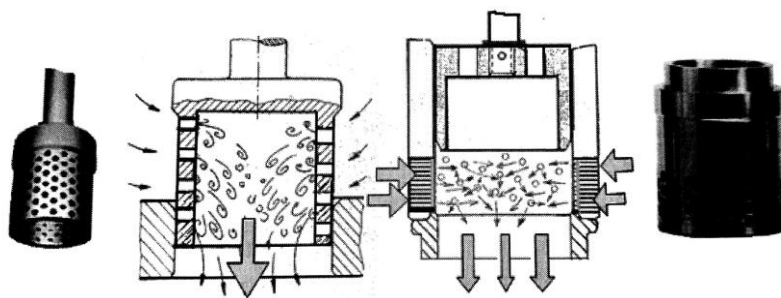
$$\omega_{DS} = \frac{x_1 v_{G,1}}{v_1} + \frac{C_{P,L_1} T_1 P_1}{v_1} \left( \frac{v_{LG,1}}{L_1} \right)^2 N \quad \text{Ecuación 29}$$

Este método sólo considera aperturas totales de válvula luego puede no ser confiable en el rango completo de dos fases.

## 4.7 Soluciones adoptadas en la industria

Se puede controlar la cavitación mediante el uso de un Trim de contención o repartiendo los saltos de presión:

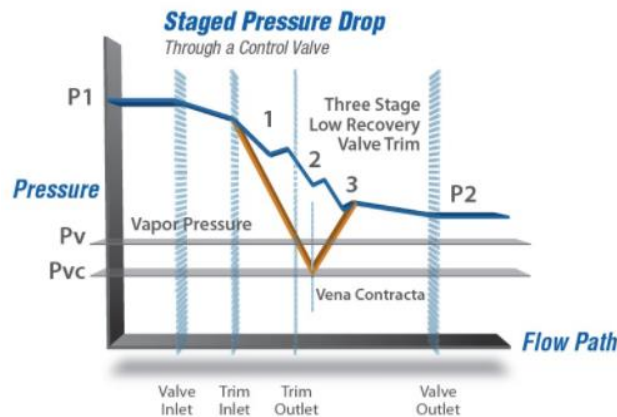
Los Trim de contención se tratan de diseños donde la implosión de las burbujas y micro-jets tienen lugar en una zona que no dañen los órganos internos de la válvula. Además, tiene valores más altos de  $F_L$  que evitarán en algunos casos y en otros reducirán el ruido hidrodinámico. El control se puede hacer en el obturador o en una jaula. Por otro lado, reducen la capacidad de la válvula entre otros inconvenientes como que sólo serían válidos para delta-p's entre 15-35, además que la velocidad no debe superar los 6-9 m/s e incluso menos en aplicaciones a partir de 6" de tamaño de cuerpo. No vale tampoco para válvulas con Cv bajo ya que la distancia del obturador al cuerpo debe ser 10 veces el diámetro de cada agujero.



**Figura 13 Trims de contención de una sola etapa. Válvulas de control: Selección y cálculo.**

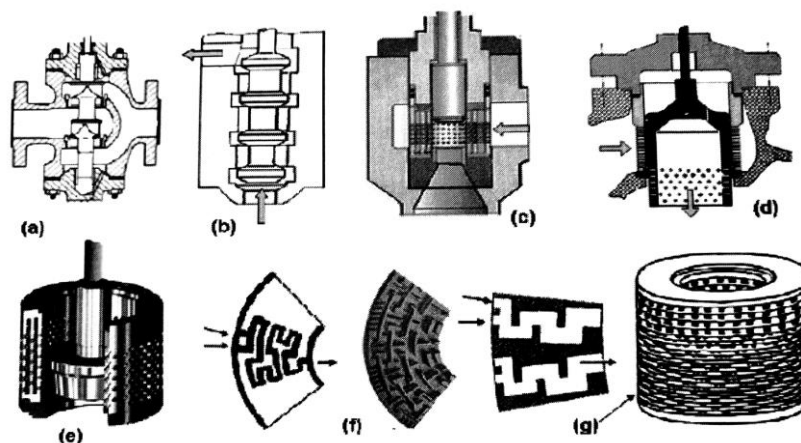
La segunda opción a contemplar es poner dos válvulas en serie o situar una restricción después de la válvula. Esta opción es para cuando haya una caída importante y sea muy costosa una única válvula. El problema de la restricción es que si se trabaja con grandes rangos de caudal puede suceder que la válvula Cavite a caudales bajos ya que la restricción apenas produce pérdida de carga.

Por otro lado existe la posibilidad de llegar a evitarla con reducción de presión por etapas pero estos dispositivos sólo son viables cuando no existe flashing. Se trata de producir el salto de presión con mayor fricción reduciendo la velocidad en el Trim.



**Figura 14** Caída de presión escalonada. Reducing and controlling the effects of cavitation, flashing and noise by TrimTeck.

Esta estrangulación se consigue con diseños laberínticos tipo multietapa (multi-stage), multijaula (multiple-hole cage) o discos agrupados (disc-stack) de diversa configuración según cada fabricante.



**Figura 15** Diseños anticavitación. Válvulas de control: Selección y cálculo.

Lo que se conoce como servicios severos, se solucionan con diseños adaptados o fabricados expresamente, fuera de catálogo, sólo los más importantes fabricantes son capaces de proporcionarlos. Estos junto con las ingenierías procesistas, los han probado en plantas hasta lograr prestaciones satisfactorias, tanto en diseño como materiales.

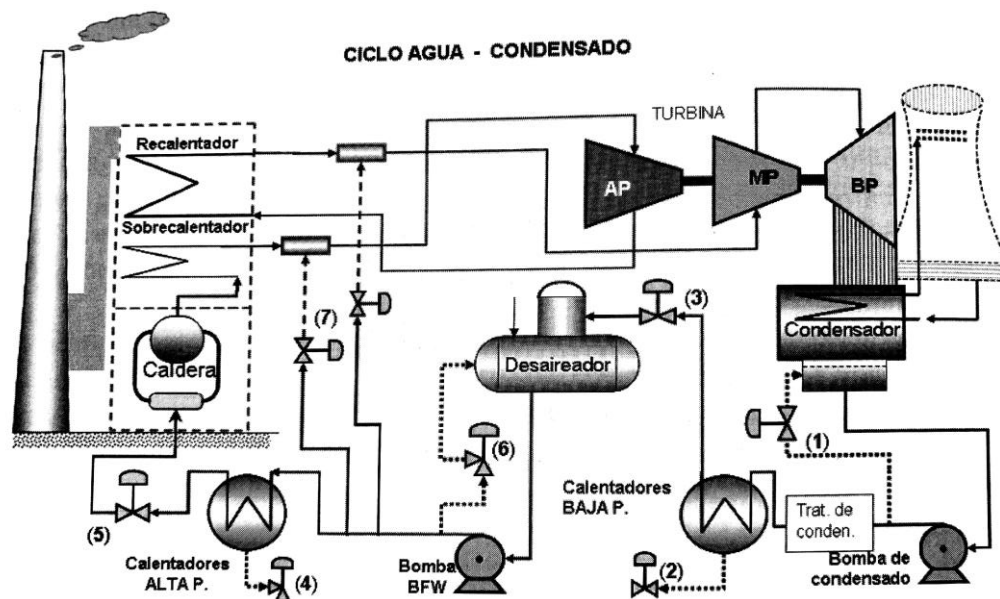


Figura 16 Ciclo condensado-agua. Válvulas de control: Selección y cálculo.

Así por ejemplo en centrales con ciclos de vapor en válvulas cercanas al condensador se prepararán para condiciones de flashing y lejos cavitación. En el último caso se recomienda aperturas de un 20% a caudal mínimo y válvulas con etapas anticavitación.

Sin embargo, el enfoque más exitoso es una solución diseñada para cada aplicación, que requiere que se suministren rangos de flujo específicos, rangos de presión de entrada y requisitos de presión de salida. Luego, los datos se ingresan en un software de ingeniería patentado que calcula el tamaño y la ubicación de los orificios en las jaulas de entrada y salida de ahí la importancia de estos estudios. Y para poder llegar a manejar estos casos más complejos hay que dividir el problema en lo esencial y de ahí tener capacidad para extrapolar.

## 4.8 Modelos computacionales

Existen dos enfoques mayoritarios en los modelos de cavitación como ya se recogen en ***Multiphase Fluid Hammer: Modeling, Experiments and Simulations (2015)***:

- Single fluid mixture or homogeneous equilibrium model (HEM): se asume un único fluido en el que el líquido y el vapor están perfectamente mezclados. Y la densidad de este fluido es función de la fracción de vapor presente. No hay un estudio de las interfaces y el volumen o el contorno de la cavidad se deduce del campo de densidades. Se diferencian varios tipos en función de las relaciones que definen el campo de densidades:
  - Ecuaciones barotrópicas: es decir, la densidad solo depende de la presión.

- Usar ecuaciones de transporte que midan la cantidad de masa transferida por cavitación.

Con los factores de condensación y vaporización de Rayleigh-Plesset (1992). Lo básico sería Navier-Stokes viscoso con las ecuaciones de un modelo turbulento más las ecuaciones de transporte.

- Interface tracking methods: en estos casos se estudian los fluidos por separado y simultáneamente con las ecuaciones de Navier Stokes para el líquido y para el vapor haciendo un seguimiento del interfaz tanto desde un punto de vista Lagrangiano como Euleriano. Estos son computacionalmente más exigentes y no proporcionan mayor información por ello no se suelen usar. Un ejemplo es ***Dynamic behaviors of the turbulent cavitating flows based on the Eulerian and Lagrangian viewpoints (2016)***:

Se utiliza un modelo lagrangiano para comprender como se comporta la cavitación en los vórtices turbulentos y posteriormente lo valida experimentalmente y compara con un modelo Euleriano validado también experimentalmente.

**Tabla 1 Summary of previous cavitation models for simulation of cavitating flows from: Dynamics of cavitation–structure interaction (2017).**

References	Method (analytic/numerical)	Conclusions (analytic/numerical)
Delannoy and Kueny [31]	Artificial compressibility 2D Navier–Stokes (N–S) equations Density and pressure are coupled by the state/baroclinic equations	Lack of the ability to perform the convection/transport phenomenon and other cavitation behavior
Kubota et al. [32]	Artificial compressibility 2D/3D N–S equations No turbulence model Transport equation model (volume fraction)	Displayed the cloud cavitation mechanism Better to express the generation of such vortex cavitation and the effect of cavitation nuclei in the uniform flow
Kunz et al. [33]	Preconditioning strategy Artificial compressibility 3D N–S equations $k - \varepsilon$ turbulence model Transport equation model (volume fraction)	Agreed well with the experimental result The compressible treatment could improve the dynamics description
Singhal et al. [34]	Incompressibility 2D N–S equations $k - \varepsilon$ turbulence model Transport equation model (mass fraction)	The accuracy of the model and the numerical results are well agreed with experiment data
Senocak and Shyy [26,27]	Incompressibility 2D N–S equations $k - \varepsilon$ turbulence model Transport equation model (volume fraction)	Empirical constants can be replaced by the explicit calculations based on the interfacial dynamics

Es importante elegir un buen modelo de cavitación para que luego reproduzca fielmente a la realidad, y en los últimos años se ha avanzado en su consecución. En las siguientes tablas se hace un resumen de ella sacado del artículo ***Dynamics of cavitation–structure interaction (2017)***.

En el primer estudio se observa que se utiliza la una ecuación de estado barotrópico para resolver el campo de densidad de mezcla en el homogéneo y flujo multifásico isotérmico. La propiedad de baroclinicidad es proporcional a  $\nabla p \times \nabla \rho$  lo que indica cuan de alineados, es decir cuan asimilables son el gradiente de presiones y de densidades. En el caso de una atmósfera barotrópica se considera que son totalmente paralelos. De

esta manera, densidad está directamente relacionado con la presión y la entalpía iterada puede determinar si la sustancia está en vapor, líquido o mezcla fase para que cada fase pueda tener su propia ecuación de estado.

En su trabajo, Wang y Ostaoja-Starzewski tienen desarrolló un modelo de fluido único para modelar la hoja / nube cavitación, adoptaron una curva polinómica de quinto orden para diferentes fases para describir la relación entre densidad coeficiente de coeficiente y coeficiente de presión cuando cavitación ocurre.

Sin embargo, estos enfoques no capturaron algunos mecanismo físico como la vorticidad baroclínica producción porque los gradientes de presión y densidad son no paralelo de hecho.

El otro enfoque popular para simular cavitación de flujos es los modelos de ecuaciones de transporte. Una ecuación de transporte adicional para la fracción masa / volumen de vapor se resuelve, con se proponen diferentes términos de fuente / sumidero para regular la masa transferencia, que se presentan en.

El estudio de Kubota resolvió la fracción vacía local a través de la ecuación Rayleigh-Plesset basada en lo supuesto radio de burbuja. Los resultados mostraron que es apropiado para modelar la cavitación inestable. Entonces, Merkle y Kunz introducido el método de compresibilidad artificial con un preacondicionamiento formulación para resolver la multifase inestable (URANS). El trabajo de Singhal desarrolló una "cavitación completa" modelo "derivado de una forma reducida de Rayleigh-Plesset ecuación para dinámica de burbujas, con la ventaja de convectivas características.

Además del modelado de cavitación, el modelo de turbulencia puede influir significativamente en las cavidades del flujo. Los modelos de turbulencia de URANS fueron desarrollados inicialmente para una sola fase, flujos completamente incompresibles, no es adecuado para flujo compresible, multifásico, como la cavitación. Posteriormente:



**Tabla 2 Summary of previous turbulence closure models for simulation of cavitating flows. Dynamics of cavitation–structure interaction (2017).**

References	Model (analytic/numerical)	Conclusions
Coutier-Delgosha et al. [38]	RANS ( $k - \varepsilon$ , RNG), with a modified turbulent viscosity, 2D hydrofoil, baroclinic state law, artificial Compressibility	Compressibility effects on two-phase flows are important. Successfully simulated the unsteady self-oscillatory behavior of cavitation
Wang and Ostoja-Starzewski [36]	Large eddy simulation (LES), 3D hydrofoil, baroclinic state law, weakly compressible flows	Successfully simulated unsteady interaction between vortices/bubbles and cavitation structures
Kinzel et al. [39]	Detached eddy simulation (DES), 3D blunt ogive, mixture transport model, compressible flows	DES yield better comparisons with experimental researches than RANS for highly unsteady cavitating flows
Wu et al. [40]	Filter-based model (FBM), 2D divergent nozzle and hydrofoil, mixture transport model, incompressible flows	FBM yielded stronger time-dependency in cavitating flows
Kim and Brewton [28]	RANS, LES, and RANS/LES model, 2D and 3D hydrofoil, mixture transport model, incompressible flows	The LES and the RANS/LES hybrid results can reproduce the salient features of the unsteady sheet/cloud cavitation

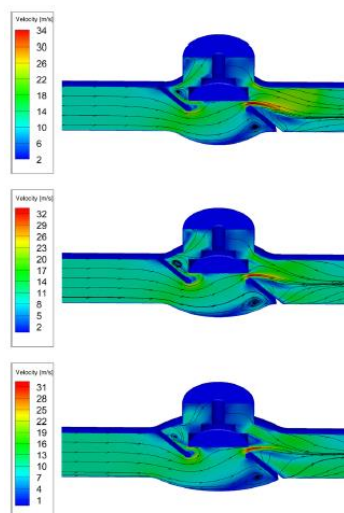
## 4.9 Estudios recientes

Algunos de los trabajos más recientes de investigación realizados al respecto en los últimos tiempos son los siguientes:

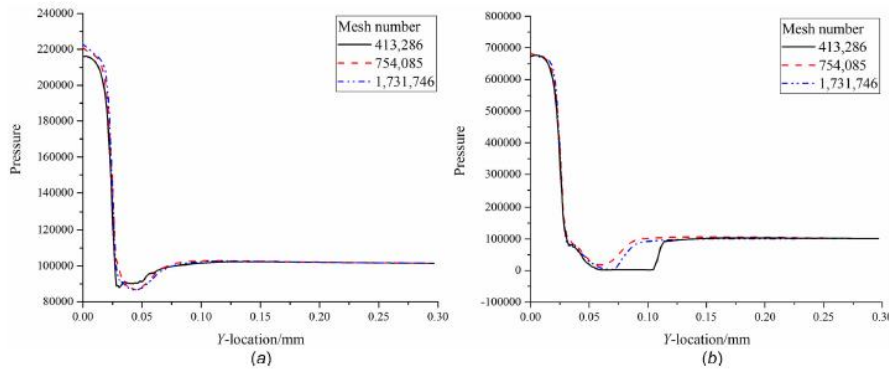
En **A Parametric Study of Hydrodynamic Cavitation Inside Globe Valves (2018)**. Se investiga utilizando un modelo de cavitación, los parámetros geométricos de la válvula que dan mejores resultados en cuanto a velocidad y depresión generados en la válvula:

- Radio de curvatura.
- Distancia de desviación.
- Curvatura del arco.

Conclusiones: parámetros geométricos lo más grande posible y la velocidad de entrada lo menor posible (Ejemplo, radio de curvatura (Primera gráfica) y 5 m/s //10 m/s (Segunda gráfica)):



**Figura 17 Campo de velocidad y flujo para diferentes radio de curvatura. A Parametric Study of Hydrodynamic Cavitation Inside Globe Valves (2018).**



**Figura 18 Distribución de presiones en la válvula para diferentes velocidades de entrada. A Parametric Study of Hydrodynamic Cavitation Inside Globe Valves (2018).**

Además se determina el índice de cavitación y volumen total de vapor.

#### Método numérico utilizado:

Utiliza el modelo de turbulencia k-ε que es el más común en CFD para condiciones turbulentas de flujo. Con dos ecuaciones de transporte es un ejemplo, de los comentados:

- La energía cinética turbulenta
- Tasa de disipación de energía de turbulencia.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_K$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon$$

#### **Ecuación 30**

Con densidad, teniendo en cuenta la desorción de gases:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{x_v}{\rho_v} + \frac{x_g}{\rho_g} + \frac{1 - x_v - x_g}{\rho_l}$$

#### **Ecuación 31**

Para predecir la cavitación el modelo de Zwart (2007) ya introducido por Singhal (2002). Con la siguiente ecuación de transporte para el vapor formado:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha \rho_v) + \nabla(\alpha \rho_v V_v) = R_e - R_c$$

### Ecuación

Donde  $R_e$  y  $R_c$  esta relacionados ya con el crecimiento y la implosión de las burbujas, teniendo como factores de condensación y vaporización:

$$R_e = F_{vap} \frac{3\alpha_{nuc}(1-\alpha_v)\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_l}} \quad (P \geq P_v)$$

$$R_c = F_{cond} \frac{3\alpha_v\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P - P_v}{\rho_l}} \quad (P \leq P_v)$$

### Ecuación 32

Además se suelen acompañar este tipo de modelos con estas dos ecuaciones que mejoran el modelo teniendo en cuenta la desorción de fluidos por la Ley de Henry: **Multiphase Fluid Hammer: Modeling, Experiments and Simulations (2015)**.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho x_{g,g}) + \nabla(\rho \vec{U} x_{g,g}) = \nabla(\Gamma_{g,g} \nabla x_{g,g}) + R_d - R_a$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho x_{g,l}) + \nabla(\rho \vec{U} x_{g,l}) = \nabla(\Gamma_{g,l} \nabla x_{g,l}) + R_a - R_d$$

### Ecuación 33

Cuando la presión en la superficie libre disminuye la presión parcial de los gases disueltos en el interior disminuirá porque se liberan y por tanto su concentración también.

Se observa, por ejemplo, en la primera gráfica de la **Figura 19**, que para mayores radios de curvatura y mayores Alturas de obturación el índice de cavitación es menor con lo cual vamos a tener un mejor comportamiento frente a la cavitación ya que se necesita un incremento de presión a lo largo de la válvula más acusado para generarla.

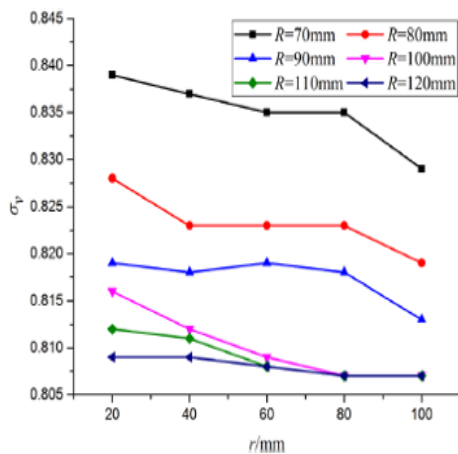
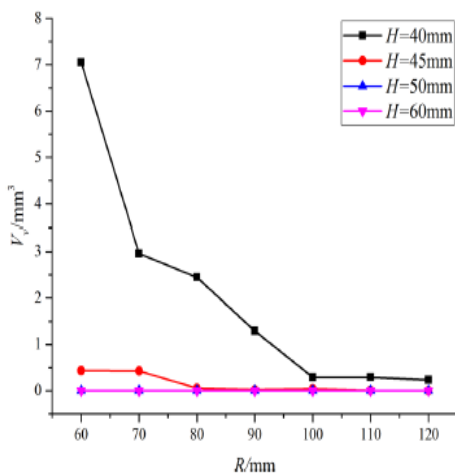


Figura 19 Índice de cavitación y volumen de vapor en función de radio de curvatura, altura obturación y desviación. A Parametric Study of Hydrodynamic Cavitation Inside Globe Valves (2018).



Otros estudios como **Numerical modeling of turbulent cavitation flows in safety relief valves (2014)** tienen el objetivo de ver como evoluciona el coeficiente de descarga ante condiciones de cavitación de una válvula de seguridad. Se realizan simulaciones URANS con ANSYS CFX 13.0 usando Shear Stress Transport modeling, que es K- $\epsilon$  para el fluido libre y k- $\omega$  para la capa límite. Además del modelo de Rayleigh-Plessey para predecir la evolución de la cavitación.

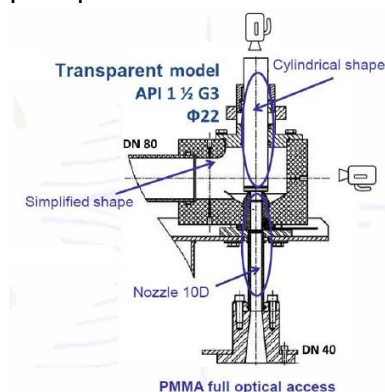


Figura 20 Modelo transparente de la válvula. Numerical modeling of turbulent cavitation flows in safety relief valves (2014).

Modelo:

Se consideran gases no condensables, vapor y líquido con  $\sum_i \alpha_i = 1$

Se usa la siguiente ecuación con un valor inicial de la fracción de volumen dada por Rayleigh-Plessey. Con unas ecuaciones de primer orden para los intercambios de masa despreciando la amortiguación viscosa, la tensión superficial y la aceleración de las burbujas es igual que la del anterior artículo pero referenciada a un líquido. Fórmulas de transporte y factores de condensación y vaporización utilizados en este caso:

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial t}(\rho_l \alpha_l) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho_l u_j \alpha_l) &= \dot{m}_l^c - \dot{m}_l^v \\ \dot{m}_l^v &= F^v \frac{3\alpha_g \alpha_l \rho_v}{r_o} \sqrt{\frac{2}{3} \max\left(\frac{P_v - P}{\rho_l}, 0\right)} \\ \dot{m}_l^c &= F^c \frac{3(1 - \alpha_l) \rho_v}{r_o} \sqrt{\frac{2}{3} \max\left(\frac{P - P_v}{\rho_l}, 0\right)}\end{aligned}$$

**Ecuación 34**

Los valores generalmente tomados para  $\alpha_g$  varían de  $5 \cdot 10^{-7}$  a  $5 \cdot 10^{-4}$  siguiendo a los autores que asumen un radio inicial para los núcleos ( $r_0$ ) igual a  $10^{-6}$  m.  $F_v=0.01$  y  $F_c=50$  los obtuvieron a partir de pruebas numéricas, utilizando datos experimentales del flujo de cavitación en un hidropiano bidimensional. La densidad de vapor se calcula con una relación de gases ideales con la presión de vapor y una temperatura de  $31-37.5$  °C.

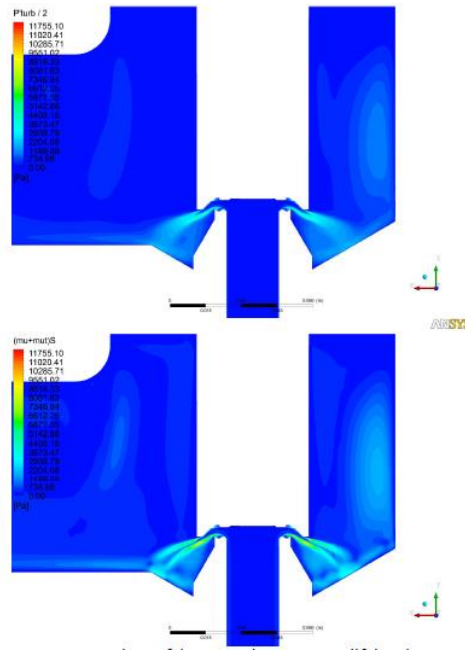
Athavale ya había corregido la presión de vaporización con la siguiente fórmula debido a las turbulencias en lugar de aplicar Rankine tras evidencias experimentales de las influencias:

$$P_v = P_{vap} + \frac{0.39 \rho k}{2} \quad \text{Ecuación 35}$$

Usando el Shear Stress como modelo se ha concluido que:

$$P_v = P_{vap} + (\mu + \mu_t)S \quad \text{Ecuación 36}$$

Así, usando es última propuesta como vemos en el gráfico se concluye que predice mejor la aparición de las burbujas:

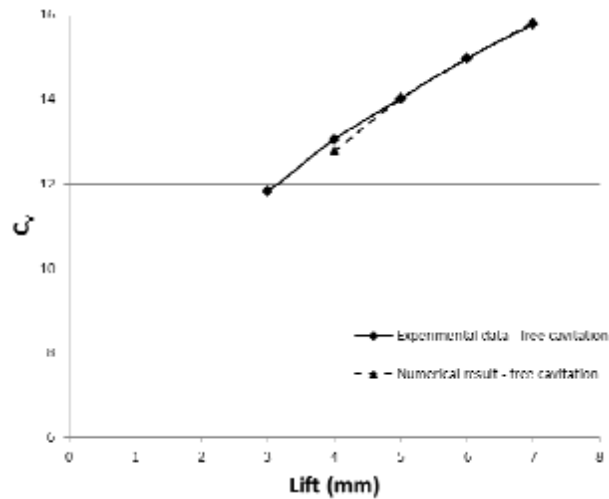


**Figura 21 Modelo Shear Stress para la aparición de presión de vaporización. Numerical modeling of turbulent cavitation flows in safety relief valves (2014).**

Resultados experimentales para el coeficiente de descarga, se observa que el modelo de turbulencia se adapta sin cavitación:

**Figura 22 Toma de datos con la presión aguas arriba constante. Numerical modeling of turbulent cavitation flows in safety relief valves (2014).**

	$P_{s,in}$ (bar)	$P_{s,out}$ (bar)	$Q$ (m <sup>3</sup> /h)	$T$ (°C)
<b>Lift 4mm</b>				
Free cav	3.499	1.317	16.956	35.0
Free cav	3.486	1.051	17.851	35.1
Free cav	3.498	0.873	18.744	35.4
Free cav	3.496	0.473	20.164	35.8
Cavitation	3.508	0.222	20.383	36.0
Cavitation	3.520	-0.062	20.664	36.2
Cavitation	3.503	-0.314	20.768	36.4
Cavitation	3.487	-0.646	21.027	36.5
<b>Lift 5mm</b>				
Free cav	3.532	1.187	18.928	31.0
Free cav	3.507	0.956	19.704	31.2
Free cav	3.507	0.843	20.13	31.2
Free cav	3.505	0.0.465	21.528	31.4
Free cav	3.502	-0.30	23.989	31.9
Free cav	3.486	-0.545	24.784	32.1
<b>Lift 6mm</b>				
Free cav	3.519	1.177	20.254	33.3
Free cav	3.506	1.099	20.442	33.5
Free cav	3.506	0.863	21.511	33.6
Free cav	3.507	0.491	22.947	33.7
Free cav	3.498	-0.057	24.847	34.1
Free cav	3.496	-0.516	26.569	34.5
<b>Lift 7mm</b>				
Free cav	3.515	1.164	21.349	36.4
Free cav	3.500	1.016	22.014	36.5
Free cav	3.529	0.801	23.072	36.6
Free cav	3.500	0.496	24.193	36.7
Free cav	3.509	-0.052	26.328	37.0
Free cav	3.525	-0.404	27.817	37.5



**Figura 23 Resultados coeficiente de caudal experimental y numéricamente en flujos no cavitado. Numerical modeling of turbulent cavitation flows in safety relief valves (2014).**

Cálculo del caudal turbulento en flujo monofásico:

$$Q = 0.865 C_v \sqrt{P_{up} - P_{down}} \quad \text{Ecuación 37}$$

Cálculo del caudal turbulento para condiciones de flujo totalmente cavitado:

$$Q = 0.865 C_v F_L \sqrt{P_{up} - F_f P_{vap}} \quad \text{Ecuación 38}$$

Con las siguientes expresiones para el cálculo del factor crítico y el de recuperación de líquido:

$$F_f = 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{P_{vap}}{P_c}} \quad \text{Ecuación 39}$$

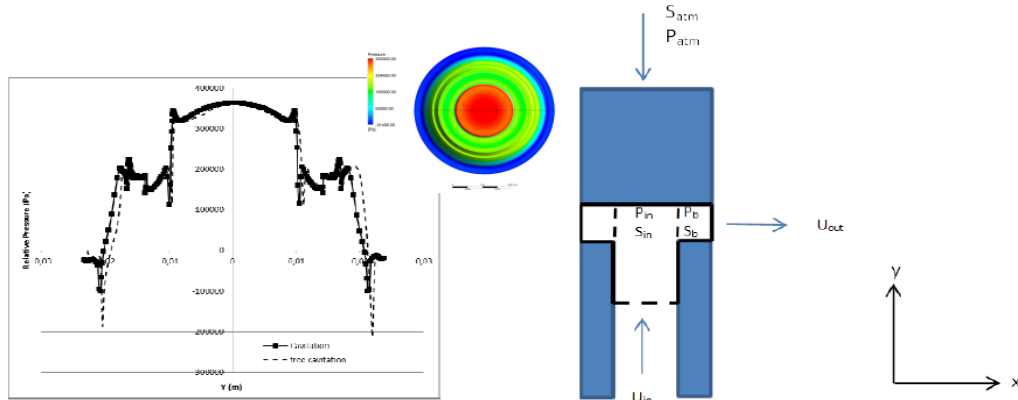
$$F_L^2 = \frac{\Delta P_{max}}{P_1 - P_c} = \frac{\Delta P_{max}}{P_1 - F_f P_v}$$

Este factor de recuperación de presión se puede interpretar como la medida de las pérdidas debido a la cavitación y siempre es inferior a uno. Porque la presión crítica será muy baja con lo cual se limitara mucho la tasa de descarga. La ecuación principal se usa para su cálculo tanto numérica como experimentalmente obteniendo satisfactoriamente:

	Experimental	Numerical
3 mm	0.825	
4 mm	0.874	0.897

**Figura 24 Resultados del cálculo del factor de recuperación de líquido. Numerical modeling of turbulent cavitation flows in safety relief valves (2014).**

Un tema de relevancia es conseguir las fuerzas sobre el disco. Aplicando conservación de cantidad de movimiento con la siguiente simplificación del problema:



**Figura 25 Cálculo de la presión en el disco con un modelo simplificado. Numerical modeling of turbulent cavitation flows in safety relief valves (2014).**

Se obtiene como ecuación simplificada de la fuerza sobre el disco:

$$F_h = P_{in}S_{in} + \rho \frac{Q^2}{S_{in}} + P_bS_b - P_{atm}S_{atm}$$

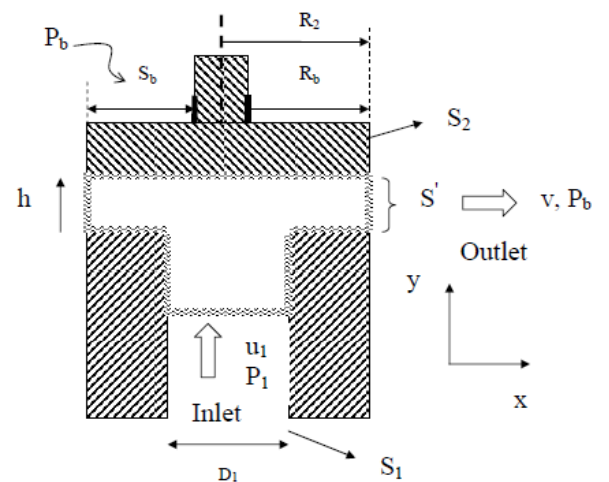
**Ecuación 40**

En **Experimental study and modeling of single- and two-phase flow in singular geometries and safety relief valves (2011)** parte de la ecuación cantidad de movimiento y supongo régimen estacionario no viscoso, desprecio fuerzas másicas y sólo tengo en cuenta el eje y ya que en el x las fuerzas se anulan (teóricamente) resultando:

$$\rho \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \rho \vec{v} \nabla \vec{v} = -\nabla P + \nabla \tau + \rho \vec{f}_m + \vec{F}_{ext}$$

$$F_y = \frac{-\partial P}{\partial y} - \rho u \frac{\partial u}{\partial y}$$

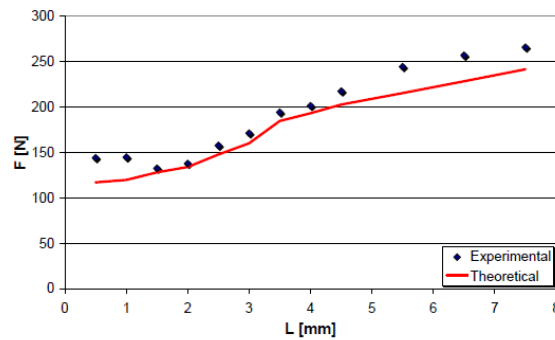
$$F_y = -(P_1S_1 + \rho u_1^2 S_1) + P_b \frac{\pi}{4} [D_2^2 - (D_2 - D_b)^2]$$



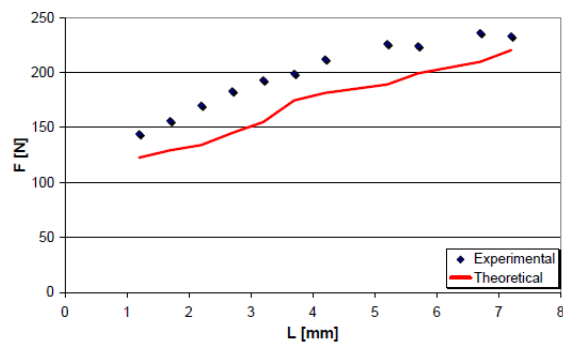
**Figura 26 Modelo simplificado. Experimental study and modeling of single- and two-phase flow in singular geometries and safety relief valves (2011).**



$$F_h = -(P_1 S_1 + \frac{q_1^2}{S_1}) + P_b \pi R_b (2R_2 + R_b)$$

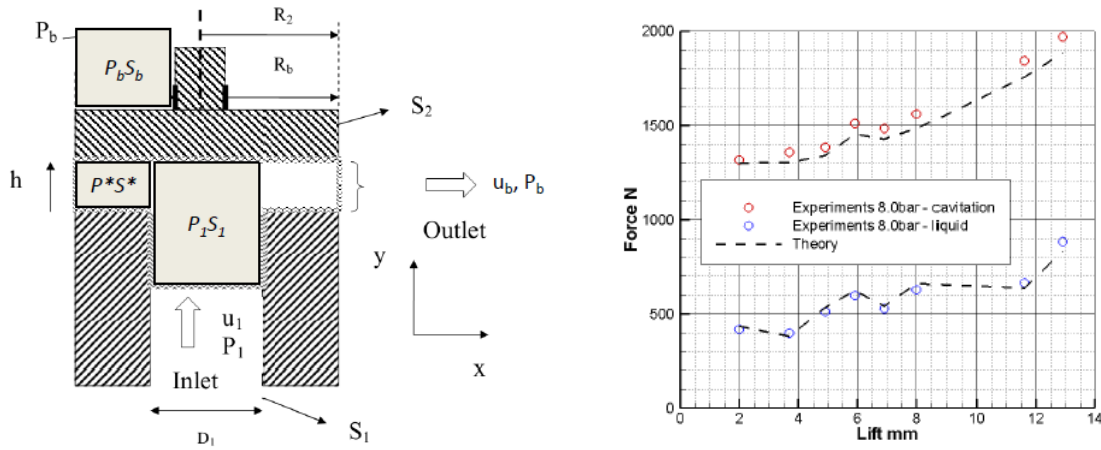


**Figura 27 Comparación de la fuerza hidrodinámica experimental y teórica de SRV versus apertura de válvula para  $P_1 = 0.3$  MPa en flujo de agua. Experimental study and modeling of single- and two-phase flow in singular geometries and safety relief valves (2011).**



**Figura 28 Comparación de la fuerza hidrodinámica experimental y teórica de SRV contra la apertura de la válvula para  $P_1=0,3$ MPa en condiciones de flujo de dos fases. Experimental study and modeling of single- and two-phase flow in singular geometries and safety relief valves (2011).**

Posteriormente en **Mass flux and hydrodynamic forces of two-phase cavitating flow through a safety relief valve at initial subcooling conditions (2014)** ya se tiene en cuenta los posibles efectos de esa contrapresión fruto del desplazamiento de la vena contracta que si pueden afectar a la válvula (Ya que bajo estas condiciones el flujo no depende tanto de la presión aguas abajo).



**Figura 29 Modelo y gráfico de la contrapresión bajo cavitación y en flujo monofásico con modelos experimentales y teóricos. Mass flux and hydrodynamic forces of two-phase cavitating flow through a safety relief valve at initial subcooling conditions (2014).**

Aplicando Bernoulli desde la entrada hasta la periferia de la válvula se llega a obtener el gráfico de la contrapresión anterior:

$$P_1 + \frac{\rho u_1^2}{2} = P^* + \frac{\rho u^{*2}}{2} + h_r \frac{\rho u^{*2}}{2} + \Delta P_s \quad \text{Ecuación 41}$$

Los dos últimos términos corresponden a las pérdidas generadas por este efecto. Donde  $h_r$  es el coeficiente local de resistencia hidráulica que es proporcional a la presión dinámica y el último el incremento adicional de presión que no depende de la presión dinámica.

Se introduce estas dos ecuaciones donde  $\xi$  es una variable que se utiliza para simplificar los datos de interpolación de la siguiente gráfica:

$$u^* = \left( \frac{q_m}{\rho S^*} \right)^2$$

$$\xi = \frac{1 + h_r}{S^{*2}} \quad \text{Ecuación 42}$$

$$(P_t - P^*) = \xi \frac{q_m^2}{2\rho} + \Delta P_s$$

El proceso fue el siguiente:

Se calculó  $P^*$  de manera que coincidiera la fuerza analítica con los resultados experimentales, luego con la regresión se obtuvo  $\xi$  y  $\Delta P_s$  las únicas incógnitas de la recta y finalmente recalculamos  $P^*$  y la fuerza.

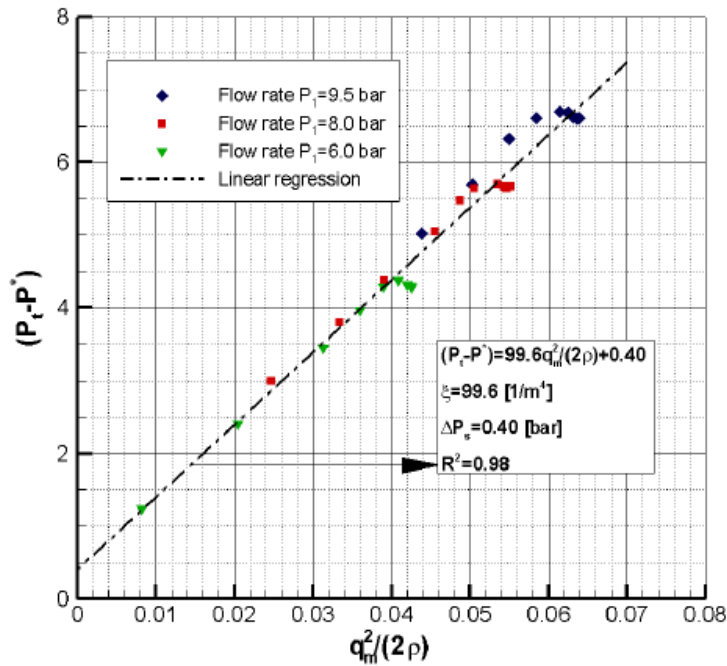


Figura 30 Interpolación de  $P^*$ . Mass flux and hydrodynamic forces of two-phase cavitating flow through a safety relief valve at initial subcooling conditions (2014).

Vemos una regresión lineal cuando hay cavitación, ya que dependemos fuertemente de  $P^*$  por el desplazamiento de la vena contracta justo abajo del obturador.

Aunque el objetivo principal de este artículo era validar un modelo matemático propuesto en base a suposiciones elipsoidales entre otros referentes a la masa evacuada y a las fuerzas hidrodinámicas sobre la válvula.

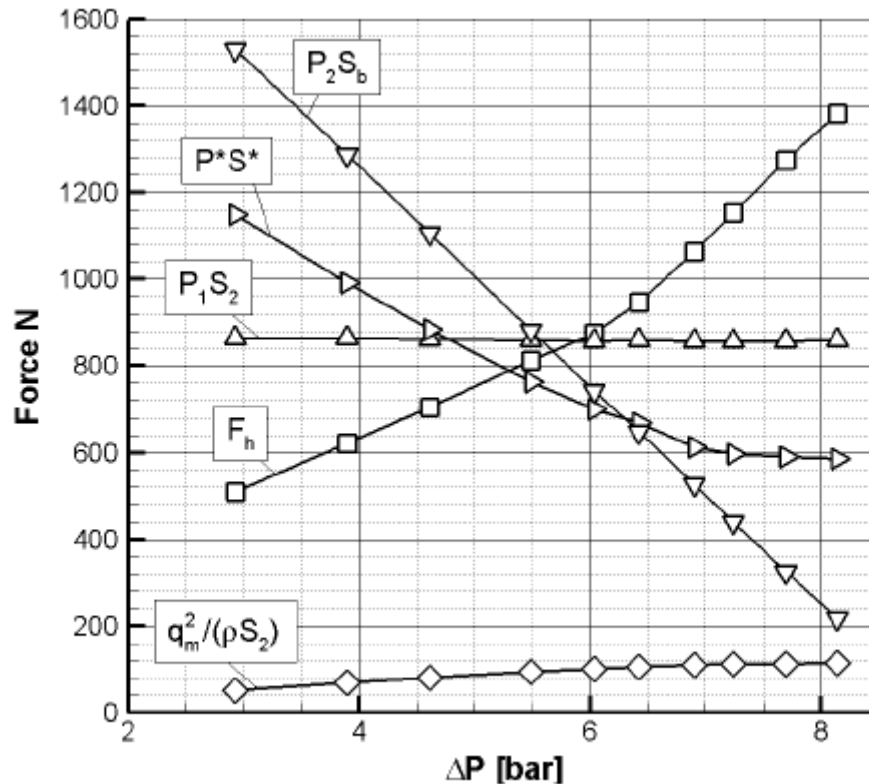
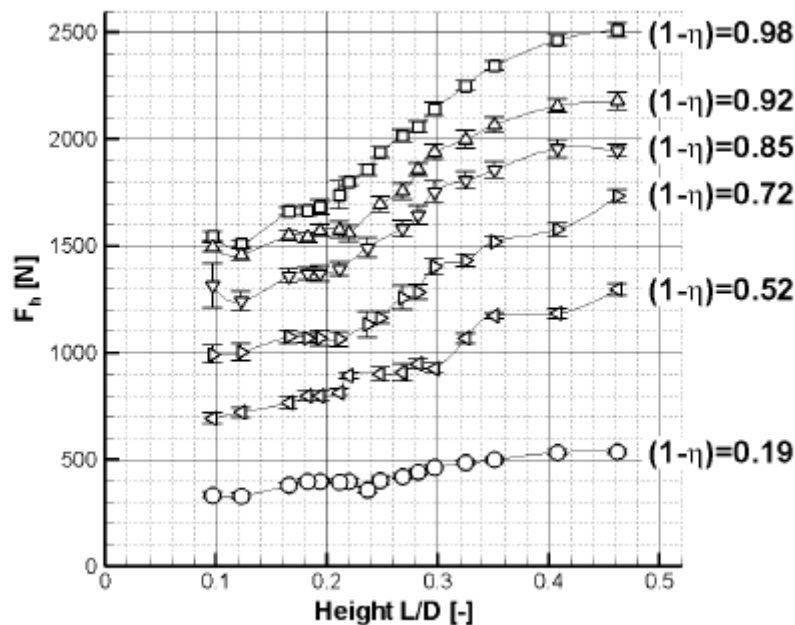


Figura 31 Contribución de cada término en las fuerzas hidráulicas sobre el disco.

Se observa que el término  $P^*S^*$  no sigue reduciéndose cuando aparece la cavitación lo que supone un aumento de las fuerzas generadas en el disco respecto a las esperadas.

Se demuestra que la cavitación tiende a aumentar las fuerzas hidráulicas bajo una altura de obturación específica. Sin embargo, otro objetivo del correcto dimensionamiento es que para cualquier altura estas fuerzas siempre han de superar las fuerzas del muelle en un comportamiento dinámico, por otro lado si la superan con órdenes de magnitud muy superiores acelerarán de manera ineficiente el movimiento de la válvula



**Figura 32 Fuerza hidráulica en función de la altura de obturación y la caída de presión para una presión aguas arriba constante.**

Se observa que aumenta con la altura de obturación y con la caída de presión siendo más acusada el incremento con la altura cuando existe cavitación  $\eta > 0.9$ . Esto afecta a la aceleración del muelle ya que no solo es la magnitud de la fuerza sino la derivada con la que crece. Esto, a bajas alturas de obturación puede llegar a ser grave. Lo que se conoce como “chattering” generando delineamientos fallos mecánicos internos de la válvula y de las tuberías asociadas.

En **Numerical simulation and experimental validation of the cavitating flow through a ball check valve (2013)** el objetivo principal de este trabajo es realizar y validar una serie de simulaciones CFD de la cavitación a través de una válvula unidireccional de bola.

Concretamente el modelo de Schnerr-Sauer que ya se ha validado en otros procesos como alrededor de submarinos, pulverizadores de combustible, bombas axiales... pero no en la unidad hidráulica de un sistema de automóvil con ANSYS/FLUENT.

Dependiendo de la presión considerada, aunque la válvula o está cerrada o abre totalmente, tenemos diferente número de Reynolds lo que nos lleva a emplear diferentes modelos:

Mass flow rate values obtained with different turbulent models at low Reynolds numbers.

$\Delta P$ (bar)	$Re$	Mass flow (gr/s)			
		Realizable $k-\epsilon$	RNG $k-\epsilon$	Transition SST	Laminar flow
0.5	412	3.66	3.66	3.68	3.70
1	623	5.54	5.52	5.54	5.60
5	1502	13.36	13.34	13.54	13.67
10	2170	19.30	19.29	19.37	19.60

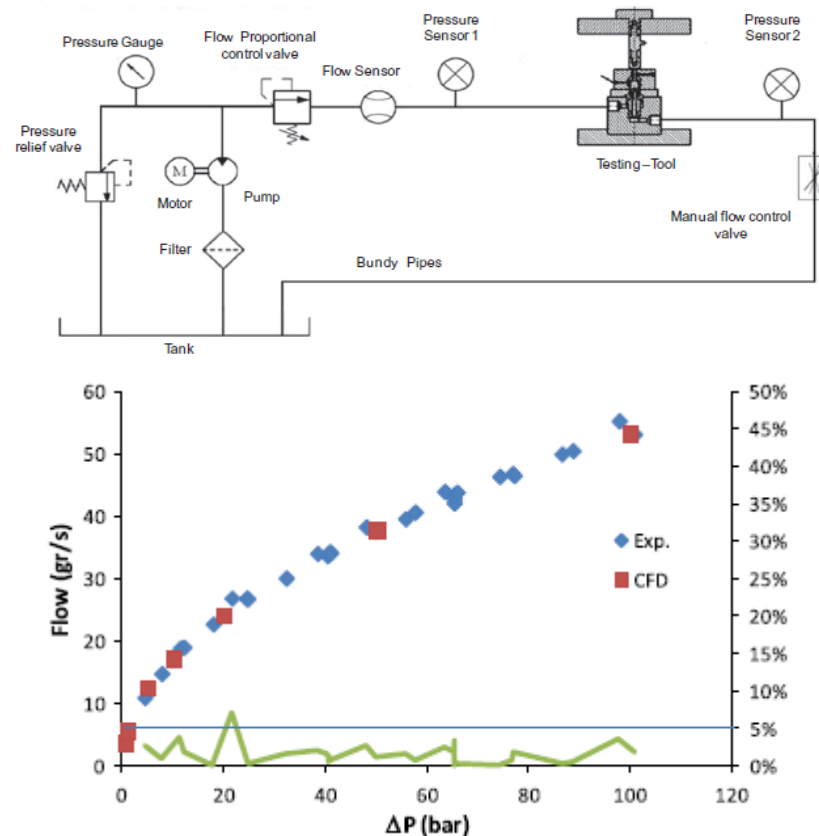
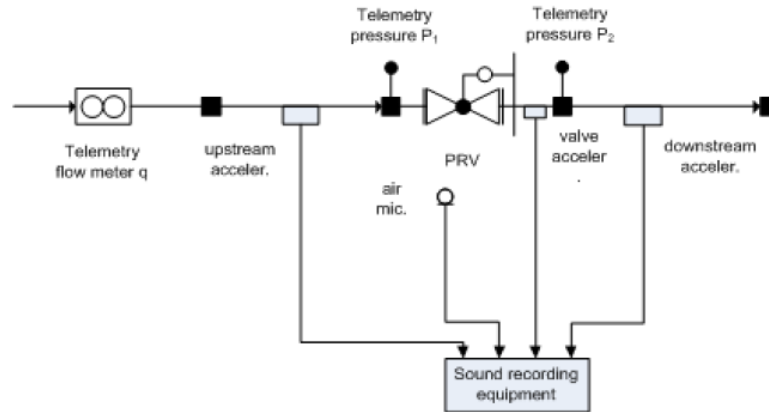


Figura 33 Evaluación turbulencia, setup y gráfica de caudal. Numerical simulation and experimental validation of the cavitating flow through a ball check valve (2013).

Por otro lado el documento **Measurements and analysis of cavitation in a pressure reducing valve during operation – a case study (2015)** propone una metodología y presenta su aplicación práctica para evaluar si una válvula reductora de presión (PRV) está bajo cavitación durante su funcionamiento en un sistema de distribución de agua. Las mediciones recogidas permiten la evaluación de cuatro indicadores relacionados con la cavitación. Así poder comparar unos y otros y evaluarla con certeza. Para esto, se utilizó esta configuración experimental:

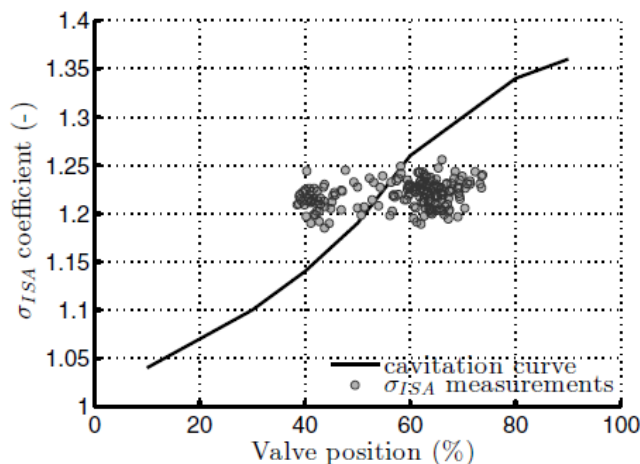


**Figura 34 Setup. Measurements and analysis of cavitation in a pressure reducing valve during operation – a case study (2015).**

- El índice de cavitación  $\sigma$ .
- El ruido generado por la válvula en función de su posición.
- El ruido frente al coeficiente sigma (características acústicas).
- El espectro de frecuencias de las señales de los sensores acústicos a diferentes momentos del día.

El índice de cavitación  $\sigma$  depende de la posición de la válvula. Se representan los coeficientes sigma medidos contra la apertura de la válvula durante el funcionamiento de la válvula y la curva de cavitación de la válvula VAG. La curva de cavitación es proporcionada por el fabricante. Además, el objetivo de control de este controlador PID era mantener la presión constante de salida de la válvula, independientemente de la presión aguas arriba y de la demanda que actuaba en la posición de la válvula.

Esta observación sugiere que en la PRV examinada la cavitación se produce solo en grandes aberturas de válvula, por encima del 55%, como resultado de un flujo elevado y, por lo tanto, altas velocidades de agua y, por lo tanto, bajas presiones dinámicas.

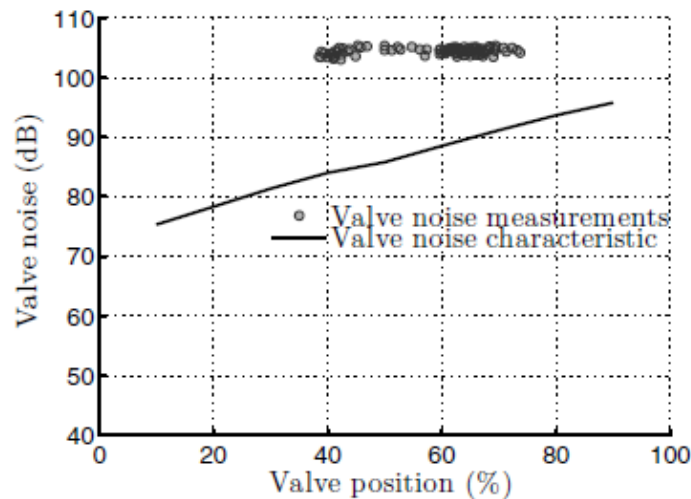


**Figura 35 Índice de cavitación frente a la apertura de válvula. Measurements and analysis of cavitation in a pressure reducing valve during operation – a case study (2015).**

Aumenta tanto el caudal que, aunque la disminución de área sea menor, las velocidades que se alcanzan son mayores que con reducciones de área mayores.

-La emisión de ruido considerada por el fabricante representa el ruido producido solo por la válvula y no tiene en cuenta el ruido adicional producido por las estructuras adyacentes, como las tuberías.

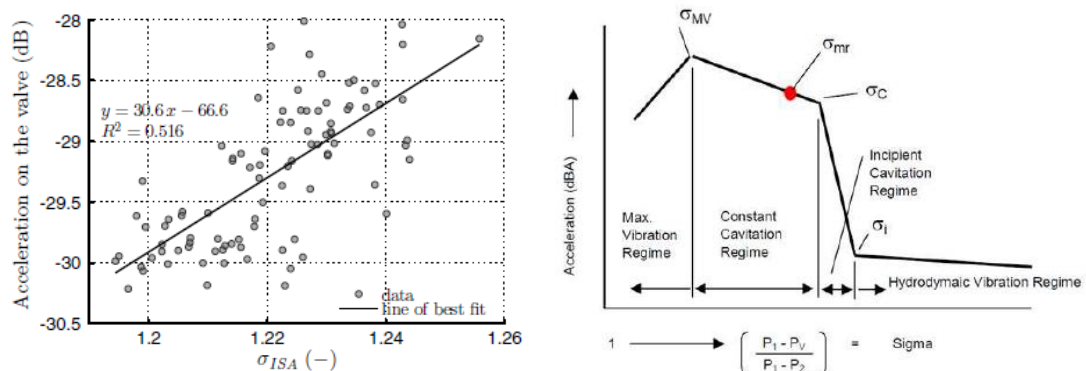
Las mediciones de ruido sugieren que los principales contribuyentes al ruido son la cavitación y el flashing, no la turbulencia porque el ruido registrado no depende de la posición de la válvula y este es el resultado de la rápida desaceleración del fluido cuando el área de flujo aumenta aguas abajo de 'vena contracta'.



**Figura 36 Perturbaciones no estacionarias frente a la apertura de válvula. Measurements and analysis of cavitation in a pressure reducing valve during operation – a case study (2015).**

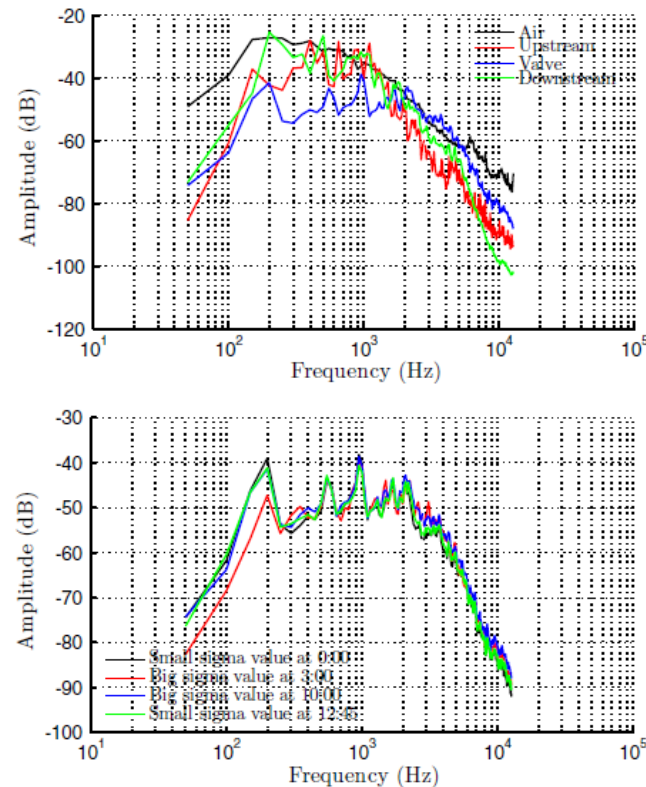
- El nivel de ruido contra el coeficiente sigma. El funcionamiento aceptable punto en el régimen de cavitación constante, que no causa daño a la válvula, está marcado con un símbolo  $\sigma_{mr}$ .

En este caso, el coeficiente de cavitación es bastante pequeño y cubre solo una parte muy estrecha de la característica debido a que se midió durante condiciones normales de operación. La pendiente de la línea es positiva y es consistente con el régimen de vibración máximo.



**Figura 37 Régimen de cavitación. Measurements and analysis of cavitation in a pressure reducing valve during operation – a case study (2015).**

- Espectro de frecuencias de las señales:



**Figura 38 Espectro de señales en cada zona de la instalación y en función de las horas de demanda. Measurements and analysis of cavitation in a pressure reducing valve during operation – a case study (2015).**

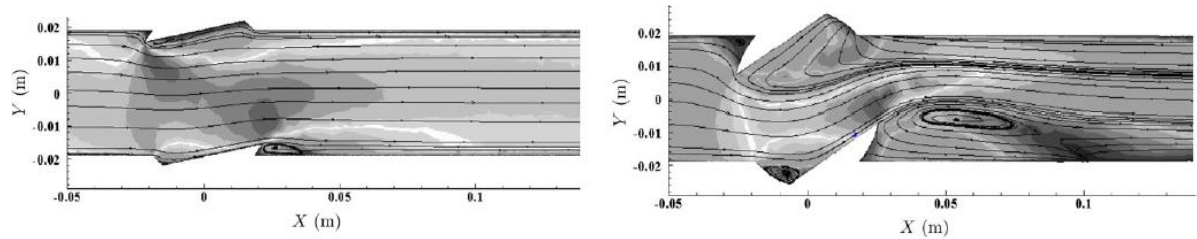
Como las vibraciones se propagan de una parte del sistema a otra y las señales están correlacionadas, las propiedades de transmisión de la tubería / válvula sean fijas y las diferencias entre los espectros sean causadas por cambios en el régimen de flujo solamente, gráfica siguiente.

Se observa que los resultados son consistentes con la hipótesis de que bajo pequeños valores sigma el ruido se crea principalmente ruido de baja frecuencia ya que está asociado con el flujo, mientras que para grandes valores  $\sigma$  la producción de ruido es causada principalmente por cavitación que genera ruido de alta frecuencia por la implosión de pequeñas burbujas.

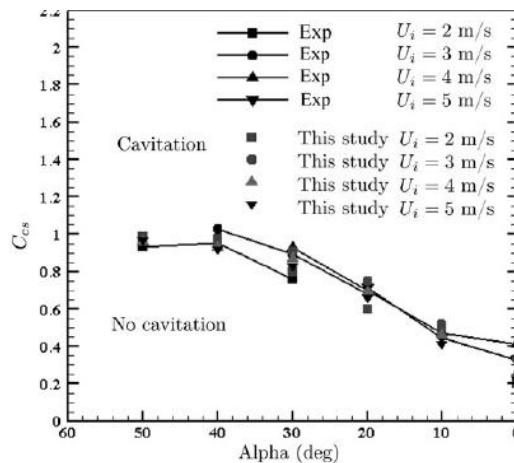
De manera similar a otros artículos la válvula de bola en **Computational Fluid-Dynamics-Based Analysis of a Ball Valve Performance in the Presence of Cavitation (2014)** se simula numéricamente utilizando un código CFD (dinámica de fluidos computacional) basado en el método de volumen finito. Las ecuaciones de Navier-Stokes además de una ecuación de transporte para la fracción de volumen de vapor se acoplaron en el modelo de RANS.

El sistema necesita más energía para aperturas pequeñas debido a la creación de vórtices pequeños y uno largo a la salida de la válvula para mantener el mismo flujo, además de que se acentuada la caída de presión en esas zonas.



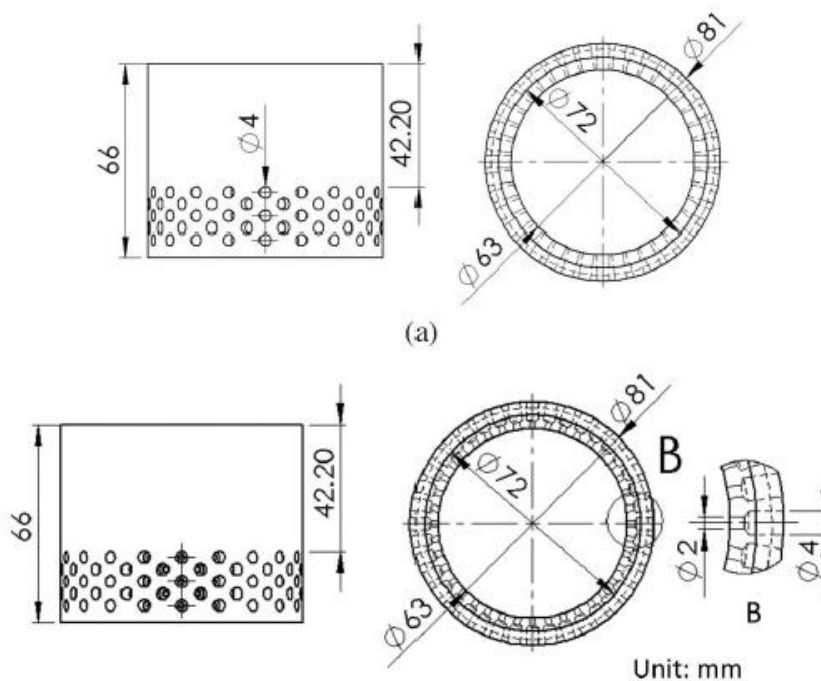


**Figura 39 Flujo. Computational Fluid-Dynamics-Based Analysis of a Ball Valve Performance in the Presence of Cavitation (2014).**



**Figura 40 Concordancia resultados experimentales y teóricos. Computational Fluid-Dynamics-Based Analysis of a Ball Valve Performance in the Presence of Cavitation (2014)**

En **Numerical Study on Cavitation Occurrence in Globe Valve (2013)** se estudian las soluciones comentadas en el apartado de literatura.



**Figura 41 Planos de los dos tipos de jaula utilizadas. Numerical Study on Cavitation Occurrence in Globe Valve (2013).**

La segunda jaula tiene el diseño similar, pero con contracciones al final de los pasillos para mejorar la formación de los chorros.

Ecuaciones de continuidad y cantidad de movimiento según RANS, el enfoque promediado de Reynolds se usa para descomponer las medias cantidades y fluctuaciones para todas las variables físicas a manejar flujos turbulentos.

Ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho U_j)}{\partial x_j} = 0 \Leftrightarrow j = 1-3 \quad \text{Ecuación 43}$$

- Conservación de la cantidad de movimiento:

$$\frac{\partial (\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} + \tau'_{ij}) \Leftrightarrow i, j = 1-3 \quad \text{Ecuación 44}$$

- Ley constitutiva del tensor viscoso:

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad \text{Ecuación 45}$$

- Fluctuaciones turbulentas del tensor viscoso:

$$\tau'_{ij} = -\rho \bar{u}_i \bar{u}_j \quad \text{Ecuación 46}$$

$\tau'_{i,j}$  Depende de las fluctuaciones de velocidad y se calcula con un modelo de turbulencia como los comentados con un K-ε de coeficientes a mayores de la Ley constitutiva:

$$C_\mu = 0.09; \sigma_K = 1; \sigma_\varepsilon = 1.29; C_{\varepsilon 1} = 1.44; C_{\varepsilon 2} = 1.92 \quad \text{Ecuación 47}$$

#### Modelo de Cavitación:

Es el de Hympendahl (2003), no se consideran gases disueltos, burbujas esféricas que no interactúan entre ellas y las propiedades de flujo se obtienen por interpolación. Relaciones lineales:

$$\begin{aligned} \rho &= V_f \rho_v + (1 - V_f) \rho_l \\ \mu &= V_f \mu_v + (1 - V_f) \mu_l \end{aligned} \quad \text{Ecuación 48}$$

#### Resultados:

Los flujos y distribución de presiones de (a) sin jaula y (b) y (c) con jaula. En (a) se observa una zona de alta presión al fondo de la válvula ya que el flujo delecta en el obturador chocando contra el fondo y creando un vórtice. Y además dos vórtices opuestos en la región aguas abajo, con una disminución de presión en su interior.

En (b) y (c) se genera un aumento de presión debajo del obturador al juntarse los dos flujos conducidos a través de las jaulas y por tanto como cambiamos la dirección del flujo primario el vórtice del fondo de la válvula se reduce.

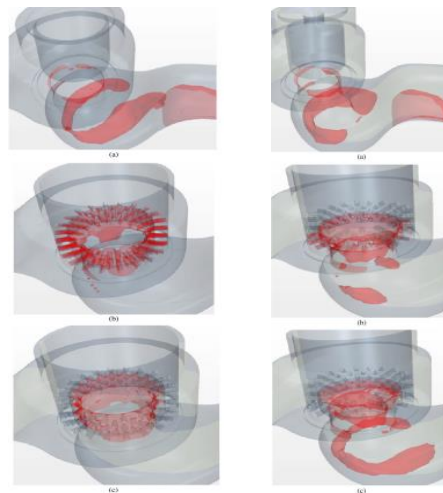
Cuando  $V_f$  es mayor que 0.5 en una celda computacional, representa que esta celda contiene vapor significativo y se produce cavitación. Criterio de selección de celda con vapor:

$$V_f = \frac{n_0 \frac{4}{3} \pi R^3}{V_l + n_0 \frac{4}{3} \pi R^3} \quad \text{Ecuación 49}$$

Con la válvula completamente abierta (izquierda) y a medio abrir (derecha):

Vemos que la cavitación en el caso sin la jaula ocurre en el vórtice del fondo y en la recirculación aguas abajo. Por otro lado vemos que las dos jaulas evitan que se forme tantas cavidades aguas abajo y la confinan en sus proximidades siendo más efectiva la del segundo tipo.

Además se observa que se agravan los vórtices al disminuir la apertura de la válvula, aunque la cavitación en la jaula disminuya.



**Figura 42 CFD válvula con los dos tipos de jaula. Numerical Study on Cavitation Occurrence in Globe Valve (2013).**

Aunque queda demostrado que se consiguen buenos resultados y se puede cambiar jaulas en lugar de válvulas como hacen en centrales cada ciertos meses por este tipo de causas, también resaltar que la cavitación aumenta en estas zonas siguiendo el siguiente indicador con lo que habría que hacer un estudio de su viabilidad ya que pueden tener corta vida estas.

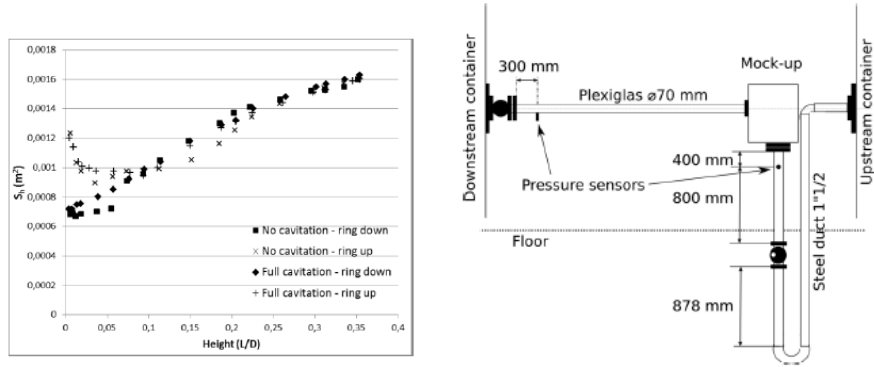
Case	Fully open condition	Half-open condition
Without a cage	0.0024	0.0025
With the one-stage perforated cage	0.0075	0.0035
With the one-stage step cage	0.0058	0.0042

$$S_f = \frac{1}{V_t} \iiint_{\Omega} V_f dV$$

**Figura 43 Cantidad de vapor creado. Numerical Study on Cavitation Occurrence in Globe Valve (2013).**

Cuando no existe cavitación el ratio entre la fuerza en el disco y la caída de presión es un factor constante llamado la superficie hidráulica. Aunque no sea aplicable en flujos cavitado a modo de comparación se recogen en esta gráfica realizada con el setup inferior.

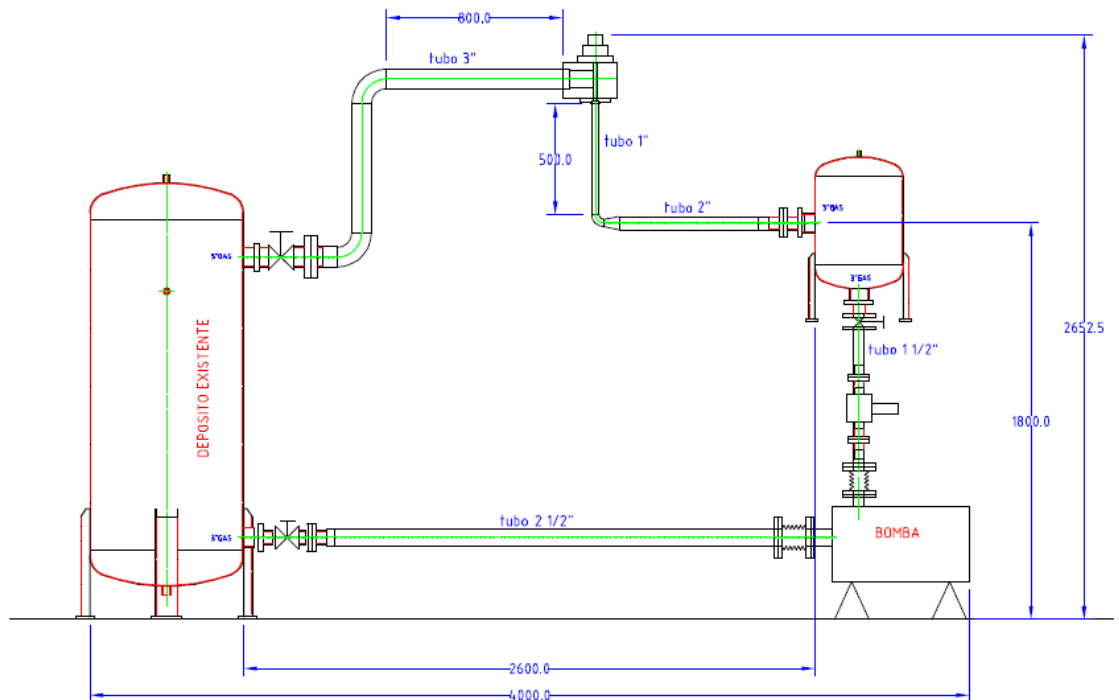
Se observa que a bajas aperturas el anillo que controla el blowdown tiene cierta influencia creando una contrapresión que aumenta la fuerza en el disco, por otro lado la cavitación no influye en ese sentido.



**Figura 44 Influencia del anillo en la superficie hidráulica. Experimental Study and Numerical Modeling of Incompressible Flows in Safety Relief Valves (2017).**

## 5 ELEMENTOS DE LA INSTALACIÓN

Esta instalación permite el estudio de las condiciones de flujo monofásico y bajo cavitación para determinar adecuadamente las características hidráulicas más importantes, siguiendo las indicaciones de la IEC 60534-2-3. Se constituye por: sistema de bombeo (bomba centrífuga), bomba de vacío, depósito y vaso de remanso, válvula API 1/2G3 y los sistemas de válvulas, soportes y tuberías.



**Figura 45 Plano instalación. Por Marcos Rama Salorio, s.l.**

Como se observa en la **Figura 47** el flujo es forzado a hacer un bucle cerrado controlado mediante el variador de frecuencia de una bomba centrífuga, esta extrae fluido por la parte inferior del depósito grande en el sentido contrario a las agujas reloj, según el esquema, introduciendo el flujo por la parte inferior o asiento de la válvula una vez atravesado el vaso de remanso. Con esto, podemos acelerar el fluido a través de la válvula generando la suficiente depresión como para activar el inicio de las primeras nucleaciones.

Por otro lado, hay ciertas situaciones en las que no es suficiente con esto, y necesitamos la ayuda de la bomba de vacío. La primera de ellas es cuando necesitamos monitorizar datos a bajos caudales cerrando la válvula aguas abajo de la válvula, pero manteniendo una presión constante aguas arriba. Llega un punto de la gráfica sobre todo para las aperturas más pequeñas que se precisa de la bomba de vacío para mantener ciertas depresiones a bajos caudales para mantener la misma presión aguas arriba. El segundo caso es cuando realizamos el proceso conocido como desgasificación en vacío, en el cual debemos acercarnos a las condiciones de saturación en condiciones normales para el agua, en cuyo caso su uso se vuelve parte indispensable del proceso permitiendo la desorción de gases disueltos a la cámara de aire del depósito grande.

Todas estas condiciones se conseguirán controlar de manera precisa por la actuación simultánea de los sensores detallados en los siguientes apartados de los que se reciben datos que se actualizan de manera continua y simultánea (caudal, temperatura del fluido y del ambiente, presión aguas arriba y aguas debajo de la válvula), permitiendo actuar en consecuencia si el proceso lo requiere. Hay que tener en cuenta que la instalación no está diseñada para soportar altas presiones y ciertos puntos de trabajo de la misma pueden generar condiciones críticas que pongan el peligro su integridad. Un ejemplo es intentar someter la válvula a fuertes depresiones a bajos caudales, actuando sobre ella toda la presión de una forma estática en ausencia de cargas dinámicas.

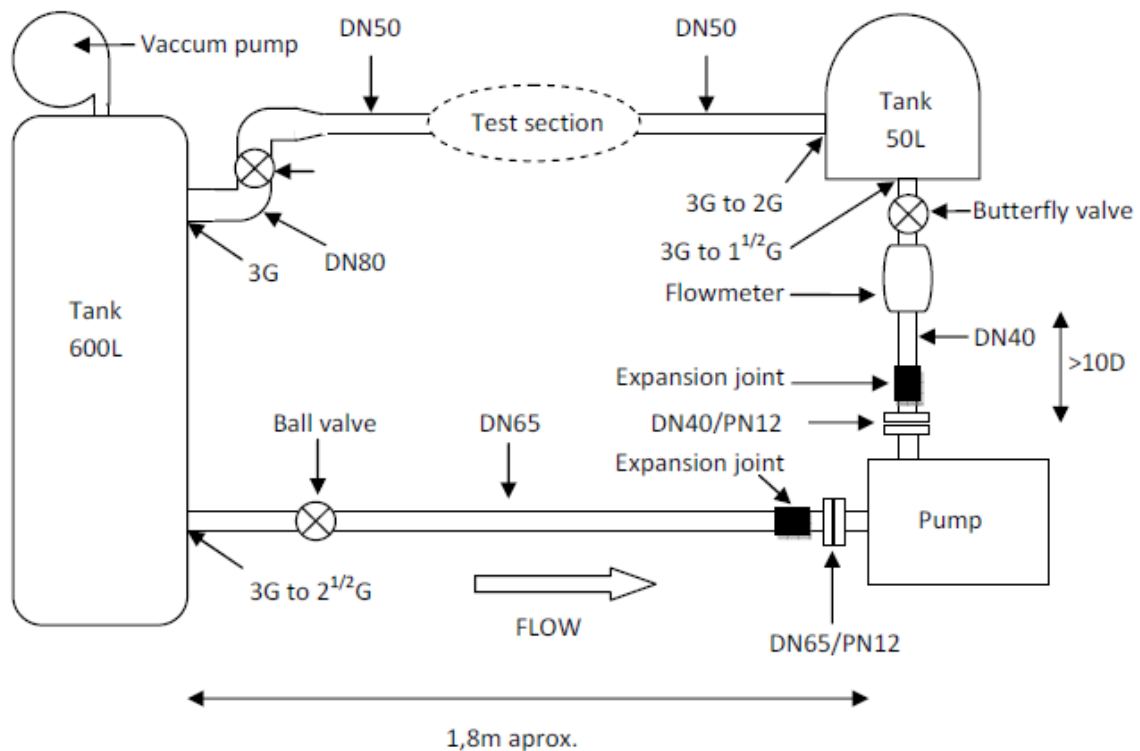


Figura 46 Esquema bocetado de la instalación.

## 5.1 Depósitos

Observamos que después de la bomba centrífuga se sitúa un vaso de remanso (“calming tank”) de 50L que cumple la misión de eliminar las fluctuaciones y turbulencias del flujo y estabilizarlo a la entrada de la válvula. En su cabezal superior posee una válvula para purgarlo al final del proceso de llenado y se sitúa sobre un soporte anclado para amortiguar las vibraciones producidas en el proceso.



**Figura 47 Depósito de remanso.**

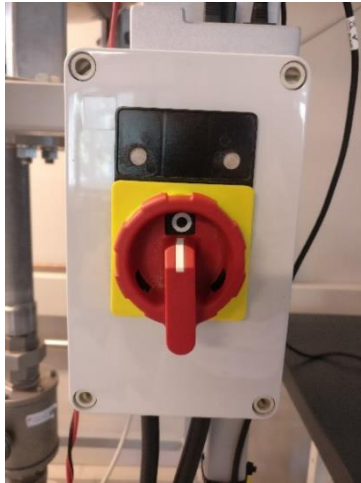
Por último, un depósito grande de 700L en el que reducimos la presión del aire atrapado en el interior, una vez purgado el aire excedente en el interior en el proceso de llenado, con la bomba de vacío. Toda la estructura está construida con acero inoxidable AISI 316L para evitar la corrosión. Además, por si el líquido pudiera calentarse durante los experimentos este tanque grande está equipado con una resistencia eléctrica en la parte inferior para conseguir la temperatura constante de trabajo, donde, el calor irradiado al ambiente es igual al de la resistencia y de la fricción viscosa provocada en la capa límite del flujo.



**Figura 48 Depósito 700L.**

## 5.2 Sistema seguridad

Sistema de seguridad utilizado para cortar la alimentación trifásica de la bomba instantáneamente.



**Figura 49 Seta seguridad.**

## 5.3 Bombas

Se ha utilizado una electrobomba centrífuga de acero inoxidable AISI 316 derivada de la EN 733, concretamente la ESHE 40-250/110/P25VSSA para movilizar el fluido en un bucle cerrado controlando la velocidad por un variador de frecuencia.



**Figura 50 Bomba centrífuga ESHE 40-250/110/P25VSSA.**



Por ser centrífuga puede trabajar a caudal cero, y se arranca con la válvula de impulsión cerrada, ya que en estas condiciones se tiene que  $P_{mínima} = \frac{W_{nom}}{3}$  y  $H \cong H_{nom}$ .



**Figura 51 Bomba de vacío.**

Hay que asegurarse que esta última (**Figura 52**) esté en funcionamiento alrededor de 30 min antes de bombear aire puesto que puede condensar la humedad si no se alcanzan las temperaturas adecuadas en el aceite. Por ello es importante la elección del mismo en función de la viscosidad requerida y las especificaciones de la bomba. En este caso aceite BV32 ISO VG 32.

## 5.4 Sistema de llenado

La instalación ha de llenarse por la parte trasera superior del depósito grande. Una vez que el nivel del fluido, con las válvulas de purgado abiertas, llegue al ojo de buey del depósito grande **Figura 53** se detendrá el proceso. Llegados a este punto se pondrá en funcionamiento la bomba centrífuga con una apertura lenta de la válvula de impulsión aguas abajo del rodete hasta purgar el aire encerrado en la tubería superior y la válvula trasladándolo al depósito grande. Con esto se consigue purgar el aire en el interior de la válvula principal y trasladarlo al depósito. Una vez se purgue este camino se eliminará el aire en el interior del vaso de remanso.



**Figura 52 Ojo de buey.**

## 5.5 Válvula

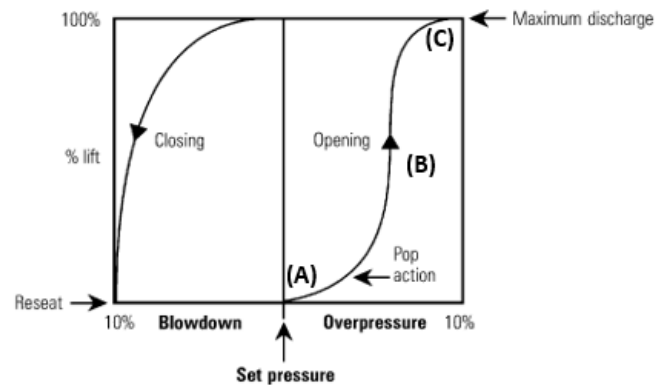


Figura 53 Sistema blowdown de las SRV.

Las válvulas de alivio están diseñadas, de modo que tan pronto como se libera cualquier sobrepresión peligrosa del sistema protegido, ofrezca una apertura rápida y una purga relativamente pequeñas, evitando que se descarguen las cantidades excesivas de fluido. Para evitar que esta oscile constantemente se produce u hay un blowdown **Figura 54** ya que cuando la válvula está abierta hay más sección del disco que se está sometiendo a las fuerzas de presión con lo cual no cierra en las mismas condiciones que abre. Es más, este blowdown se asegura con la presencia de anillos utilizados en válvulas comerciales para controlar la descarga.

Hay veces que el muelle está sometido a mucha presión y por ejemplo para fluidos compresibles en instalaciones de gas como el metano se pone válvulas de acción indirecta que intercalan una presión de control en lo que se conoce como válvulas de acción pilotada **Figura 56**.



Figura 54 Válvula utilizada API1  
1/2G3. .

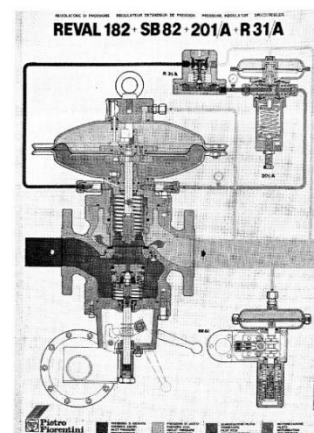


Figura 55 Válvulas con acción  
pilotada.

La SRV utilizada en esta configuración es la misma utilizada por Pinho [2], que está basada en un API 1/2G3 y construida en metacrilato (PMMA, polimetilmetacrilato) proporcionando la transparencia necesaria para las visualizaciones. Por otra parte, tiene una estructura compuesta por dos amarres anclados mediante 4 pernos (**Figura 55**). Esta impide el posible desprendimiento de la tubería por las condiciones críticas de vacío generadas además de reducir notablemente las vibraciones que influyen de manera directa en las medidas realizadas. Por otro lado, para evitar las fugas se han dispuesto juntas tóricas y aislantes en cada unión roscada. Inicialmente se ha hecho circular a alta potencia el flujo para eliminar todas las posibles impurezas generadas por este aislante. Previamente se aseguró que estas juntas conservaran sus propiedades elastoméricas y fueran capaces de repartir la presión de manera uniforme en todas las direcciones.

## 6 SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Tenemos los siguientes dispositivos de adquisición:

- cDAQ-9174, CompactDAQ chassis (4 slot USB).
- NI 9211: 4 canales para termopares tipo J, K, T, E, N, B, R, y S.
- NI 9201: 8 canales de entrada en voltaje +/-10V, muestreo a 500kHz, 12 bits de resolución.
- NI 9203: 8 canales de entrada en intensidad +/-20mA, muestreo a 200kHz 16 bits de resolución.
- NI 9215: 4 canales de entrada en voltaje +/-10V de muestreo simultáneo a 100 kHz y 16 bits de resolución. Este módulo no es estrictamente necesario, pero se implementó porque si en algún momento se utiliza más de un transductor de presión no estacionario, es interesante hacer el muestro en todos ellos de forma simultánea.

Con los siguientes aparatos de medida:



Figura 56 Tarjeta adquisición de datos.

### 6.1 Presión

La serie PXM219 de OMEGA con los siguientes rangos (en valores absolutos): 1 – 5 bar (004G10V) para la presión aguas arriba de la válvula, 0 - 4 bar (VAC003G10V) para la presión aguas abajo de la válvula y 0 - 1 bar (VAC000G10V) para medir la presión de la bomba de vacío en el depósito. A pesar de tener las curvas de calibración del fabricante se han calibrado con un calibrador manométrico obteniendo resultados satisfactorios. Aun así, hay ligeros cambios especialmente en el transductor de vacío ya que el calibrador utilizado es de sobrepresión por tanto nos quedamos con los resultados del fabricante.

El transductor de presión se conecta en el racor de la izquierda evitando cualquier fuga. La válvula de la derecha permite conectar la cámara interior a la atmósfera. Las válvulas frontales reducen el volumen de la cámara (izquierda) o bien introducen una carga (derecha) de la Figura 58 para así obtener todos los puntos de calibración.



Figura 57 Calibrador manométrico.

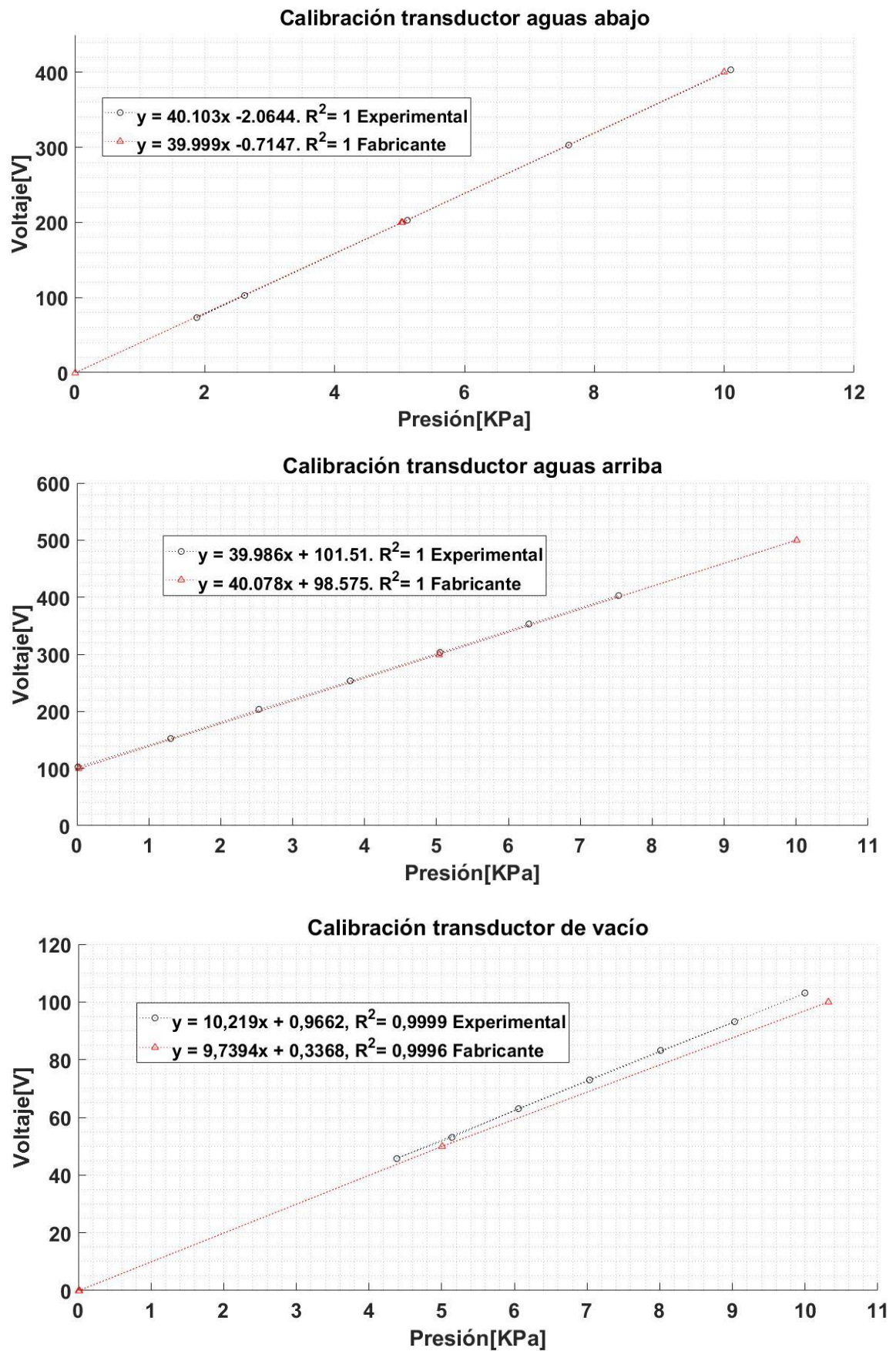


Figura 58 Calibración de sensores de presión.





**Figura 59 Transductor de presión aguas arriba de la válvula.**

Este primer transductor se sitúa a una distancia dos veces superior al diámetro de la tubería respecto a la zona de testeo.



**Figura 60 Transductor de presión aguas abajo de la válvula.**

Entre la zona de testeo y el transductor de la **Figura 61** situado aguas abajo hay que asegurar una distancia de seis veces el diámetro nominal de la tubería. Además, se aseguran más de 20 diámetros de tubería recta aguas arriba y aguas abajo, antes y después de estos transductores como se especifica posteriormente en el apartado 8 referente a la normativa.



**Figura 61 Transductor de presión depósito.**

Este último lleva una válvula incorporada para evitar daños en su membrana por alguna sobrepresión en el depósito, por ejemplo, en un incorrecto llenado de la instalación, ya que este es más sensible a estas perturbaciones que los anteriores.

## 6.2 Temperatura

Transductor para montaje en tubería Omega TC-K-NPT-U-72.



**Figura 62 Termopar tipo K soldado en el vaso de remanso.**



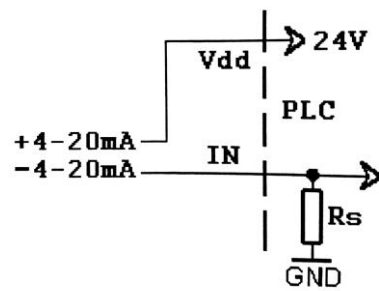
**Figura 63 Termopar tipo K a temperatura ambiente.**

El termopar tipo K tiene un conductor positivo de níquel-cromo y un conductor negativo de níquel-aluminio. La vaina es de acero inoxidable 304 y tiene un diámetro de 1/4 y una longitud de 1/2" independientemente de la rosca. El cable de extensión del termopar es de galga 20 AWG, de aislamiento de fibra de vidrio con una camisa de acero inoxidable con la terminación en cables pelados.

## 6.3 Caudal

Se trata de un COMAC CAL (caudalímetro inductivo) con rango de 0 a 54 m<sup>3</sup>/h ajustado convenientemente en el sistema de adquisición a intensidad. Es un caudalímetro inductivo. Los medidores de flujo de inducción funcionan según el principio de la ley de inducción electromagnética de Faraday. La velocidad de un flujo de líquido representado por el movimiento del conductor induce un voltaje en un campo magnético homogéneo. Prácticamente, esto significa que el medio medido de esta manera debe tener al menos una conductividad mínima (conductividad específica mínima esencial, 20  $\mu$ S/cm) para que el voltaje proporcional al flujo se pueda inducir a través de los electrodos del medidor en contacto directo con el fluido.

Otra opción a considerar, fue la utilización de un caudalímetro ultrasónicos, este emplea el cambio de frecuencia (efecto Doppler) de una señal ultrasónica cuando la reflejan partículas suspendidas o burbujas de gas (discontinuidades) en movimiento. Las ondas ultrasónicas se transmiten a un tubo con líquidos que fluyen, y las discontinuidades reflejan la onda de ultrasonido con una frecuencia ligeramente diferente que es directamente proporcional al caudal del líquido. La tecnología actual exige que el líquido contenga al menos 100 partes por millón (PPM) de partículas suspendidas o burbujas de 100 micras o más.



**Figura 64 Esquema conexión caudalímetro.**

Hay que tener en cuenta que los dispositivos las salidas de voltaje son más fáciles de manejar, pero las de intensidad tienen menos sensibilidad a las posibles interferencias de otras frecuencias ya sea de la red, del láser (laboratorio colindante) etc...



**Figura 65 COMAC CAL FLOW33, caudalímetro de inducción.**

Tanto este caudalímetro como los transductores de presión son excitados a 24 V. El caudal se obtiene mediante la siguiente ecuación donde D es el diámetro de la tubería E el voltaje inducido B el campo magnético y k la constante de calibración:

$$Q = \frac{\pi ED}{4kB} \quad \text{Ecuación 50}$$



## 6.4 Cámara de alta velocidad

El problema de las cámaras de alta velocidad es la iluminación puesto que se trabaja a bajos tiempos de exposición, altas frecuencias de obturación además del diafragma cerrado para obtener una profundidad de campos considerable. Para ello se ha utilizado iluminación Multi-LED con la potencia pertinente y sincronizada con la cámara. En adición se ha usado papel vegetal para obtener la luz de manera difusa en la zona de testeo evitando la generación de sombras.

En concreto nuestro modelo Phantom Miro 310 es capaz de alcanzar un máximo de 65000 imágenes por segundo. Sin embargo para nuestras mediciones el ratio de muestro fue fijado a 29000 imágenes por segundo con una resolución de 512x200 píxeles. Un tiempo de exposición de 15  $\mu$ s permitiendo detectar mínimos movimientos en el flujo evitando que las imágenes pierdan nitidez pero sin comprometer la cantidad de luz que detecte el CCD (charge-coupled device).



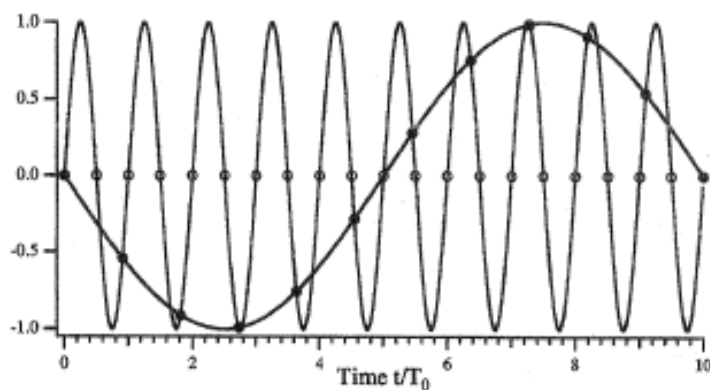
Figura 66 Phantom Miro 310.

### 6.4.1 Análisis de señal

El teorema de Nyquist “The sampling theorem” estipula la resolución que se requiere para muestrear una señal en continuo. Se establece que hay que muestrear a una frecuencia por lo menos dos veces mayor que la frecuencia del fenómeno en cuestión. Cuando se cumple esta condición la señal se puede construir con la siguiente ecuación siendo  $f_e$  la frecuencia de muestreo:

$$f(t) = \sum_{n=-\infty}^{n=+\infty} f(nT_e) \frac{\sin[\pi f_e(t - nT_e)]}{\pi f_e(t - nT_e)}$$

Ecuación 51



**Figura 67 Teorema de Nyquist, frecuencia de muestreo.**

En la **Figura 68** se observa como para frecuencias de muestreo únicamente del doble de la señal de origen se obtienen una señal constante y para frecuencias de un 90% la inicial se obtiene una sinusoidal diferente, perdiendo la información en el proceso. En la práctica por el ruido, imperfección en los filtros... ha de usarse entre 5 y 10 veces la frecuencia de muestreo que lo permite adecuadamente la cámara de alta velocidad como se observa en el avance de la vorticidad en los videos capturados.

#### 6.4.2 Errores sistemáticos

**Tabla 3 Errores sistemáticos de los diferentes instrumentos de medida.**

Instrumentos	COMAC CAL FLOW33	PXM219 004G10V	PXM219 VAC003G10V	PXM219 VAC000G10V
Errores sistemáticos (%)	0,5	0.25	0.25	0.25

## 7 NORMATIVA

En el flujo monofásico las ecuaciones para el dimensionamiento de válvulas están perfectamente determinadas tanto para flujos compresibles como incompresibles en las siguientes normas ASME (2001), API 520 (2001), NF EN 60534 (2012).

No hay una normativa concreta para el dimensionamiento de válvulas con dos fases al contrario que en una fase ya sean fluidos compresibles o incompresibles, sin embargo, se suele usar el método ya comentado HEM  $\omega$ -method. Existen recomendaciones como API RP 520(2000), ASME VII-Div.1 (2010) o EN-IEC 60534-2 (1997) pero la norma de reconocimiento internacional es la ISO 4126-10 (2010).

Se ha construido la instalación según la NF EN 60534-2-3. En esta figura se observan todos y cada uno de los elementos que se deben disponer para proceder a la catalogación de la válvula:

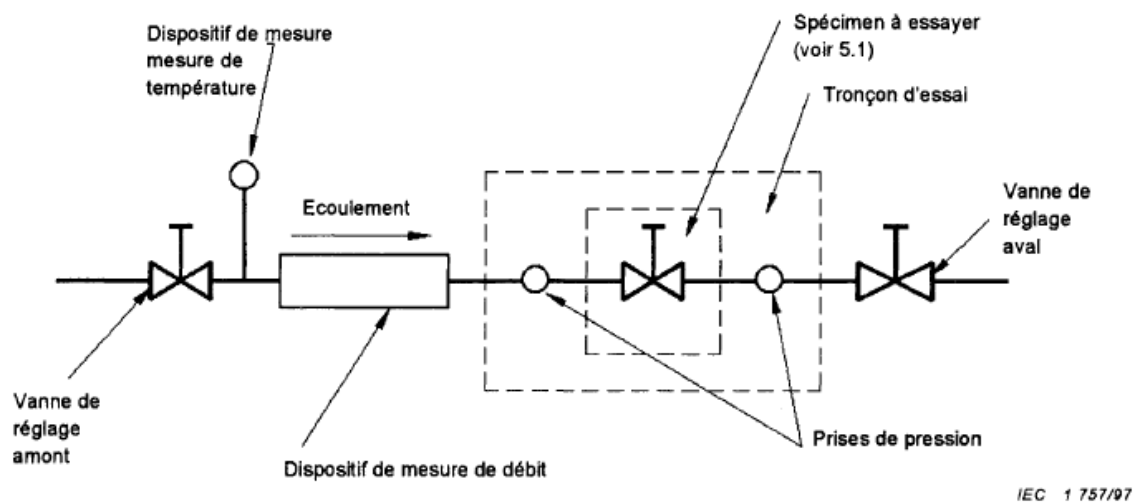
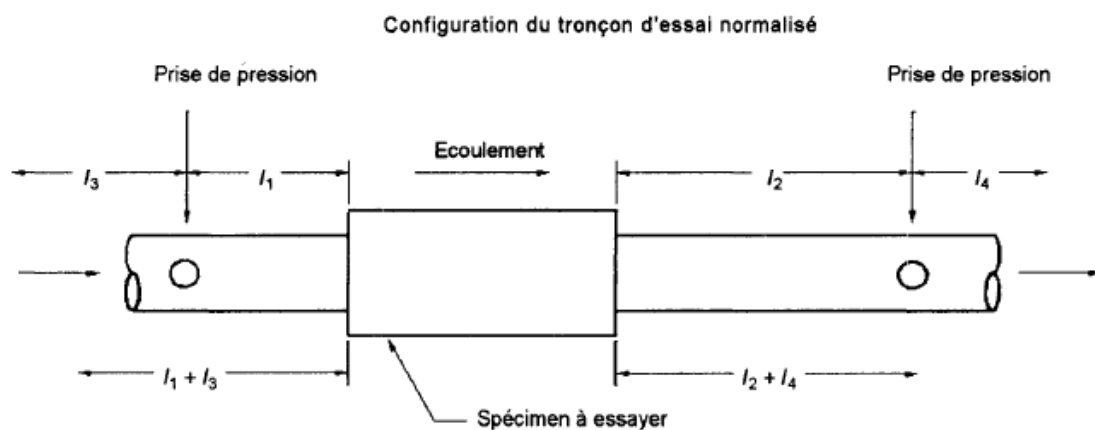


Figura 68 Elementos de ensayo.

Donde:

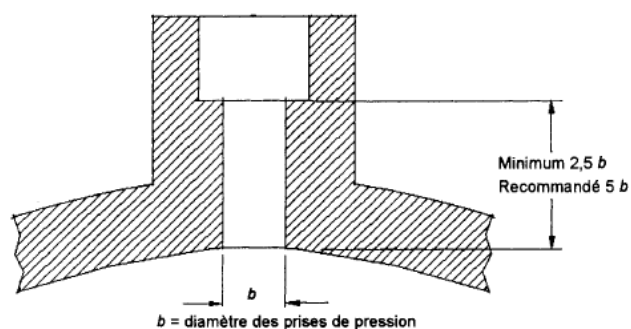
- L1: dos veces el diámetro nominal de la tubería.
- L2: seis veces el diámetro nominal de la tubería.
- L3: como mínimo 18 veces el diámetro nominal de la tubería.
- L4: como mínimo una vez el diámetro nominal de la tubería.

Se han transformado todas las medidas del plano según las equivalencias del British Standard Pipe.



**Figura 69 Distancias del ensayo.**

A mayores, dependiendo de la tubería donde se colocara el transductor de presión se ha seguido la siguiente configuración y medidas en los racores:



**Figura 70 Recomendación utilizada para la colocación transductores de presión.**

Dimension de la tuyauterie	Pas plus de	Pas moins de
Inférieure à 50 mm	6 mm	3 mm
50 mm à 75 mm	9 mm	3 mm
100 mm à 200 mm	13 mm	3 mm
Supérieure ou égale à 250 mm	19 mm	3 mm

Como los incrementos de presión utilizados son altos se ha usado la siguiente fórmula para la presión mínima a la entrada:

$$p_{1,\min} = \frac{2\Delta p}{F_L^2}$$

**Ecuación 52 Presión mínima aguas arriba según norma.**

$\Delta p$ kPa (bar)→ $F_L \downarrow$	Pression absolue minimale d'essai à l'entrée – kPa (bar)								
	35 (0,35)	40 (0,40)	45 (0,45)	50 (0,50)	55 (0,55)	60 (0,60)	65 (0,65)	70 (0,70)	75 (0,75)
0,5	280 (2,8)	320 (3,2)	360 (3,6)	400 (4,0)	440 (4,4)	480 (4,8)	520 (5,2)	560 (5,6)	600 (6,0)
0,6	190 (1,9)	220 (2,2)	250 (2,5)	270 (2,7)	300 (3,0)	330 (3,3)	360 (3,6)	380 (3,8)	410 (4,1)
0,7	150 (1,5)	160 (1,6)	180 (1,8)	200 (2,0)	220 (2,2)	240 (2,4)	260 (2,6)	280 (2,8)	300 (3,0)
0,8	150 (1,5)	160 (1,6)	160 (1,6)	170 (1,7)	170 (1,7)	190 (1,9)	200 (2,0)	220 (2,2)	230 (2,3)
0,9	150 (1,5)	160 (1,6)	160 (1,6)	170 (1,7)	170 (1,7)	180 (1,8)	180 (1,8)	190 (1,9)	190 (1,9)
<p>NOTE 1 – Pour les grandes vannes, où des limitations apparaissent du fait de la source de débit, des pressions différentielles plus faibles (mais pas moins de 0,1 bar) peuvent être éventuellement utilisées, pour autant que l'écoulement reste turbulent.</p> <p>NOTE 2 – Pour les pressions qui ne sont pas indiquées, utiliser l'équation suivante pour calculer la pression amont: <math>p_{1,\min} = 2\Delta p / F_L^2</math>.</p>									

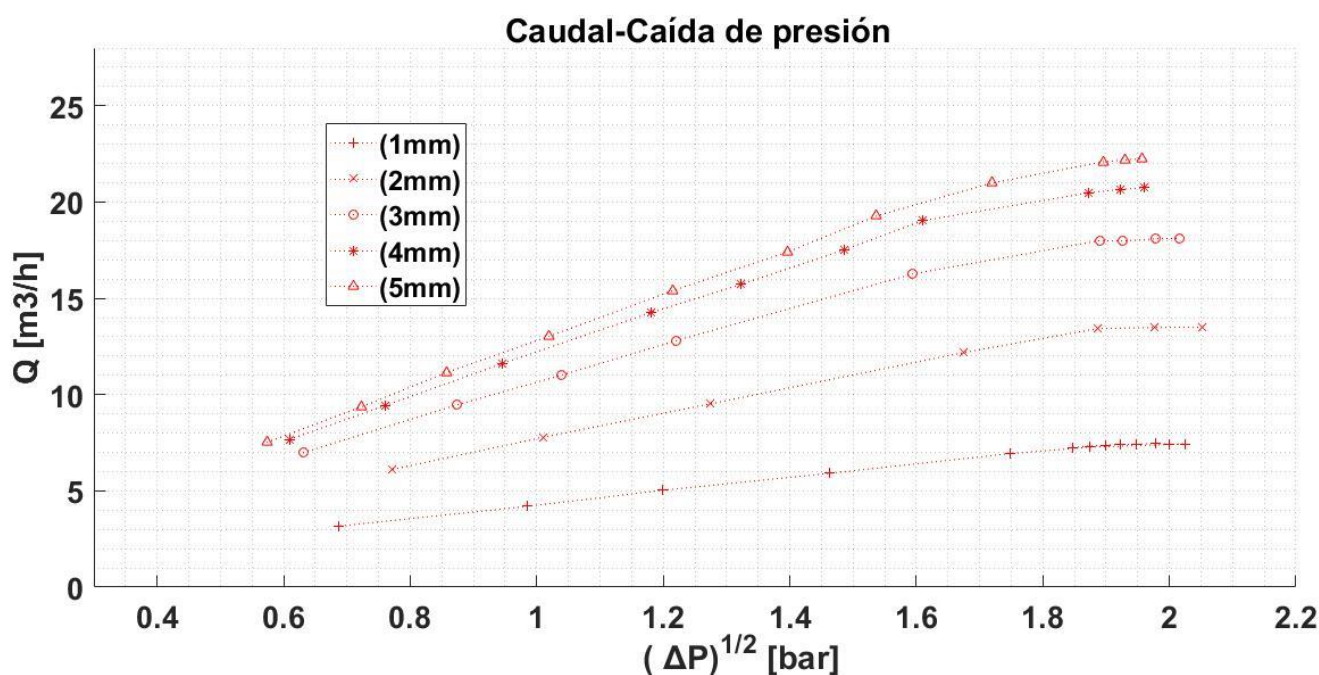
**Figura 71 Gráfico de presión mínima a utilizar aguas arriba.**

## 8 RESULTADOS EXPERIMENTALES

### 8.1 Globales

#### 8.1.1 Caracterización

Como primer experimento, se procede a hacer una caracterización de la válvula manteniendo constante la presión aguas arriba, obteniendo las curvas de caudal en función de la caída de presión para las diferentes aperturas de la válvula observando las condiciones de “choked flow”. Se han obtenido los datos de la **Figura 73** contrastados con otros encontrados ya en la literatura Pinho [2], **Figura 74**, con similitudes satisfactorias y además repetitividad notoria bajo diferentes condiciones, bajos errores de precisión, lo cual nos cerciora de la validez y robustez de esta instalación, no siempre fácil de conseguir. De esta manera cada experimento se ha repetido al menos tres veces con un error menor al 2%. Las dos alturas de obturación utilizadas en este experimento fueron (1mm, 2mm, 3mm, 4mm y 5mm) como observamos en la leyenda de la figura. Estas se han calculado aproximando el paso de roca del cabezal de la válvula a 1mm.



**Figura 72 Caudal frente a caída de presión bajo diferentes alturas de obturación hasta alcanzar cavitación.**

Para obtener las gráficas de la **Figura 72** se ha seguido un proceso metódico que garantizaba en todo momento una presión aguas arriba de la válvula igual a 4.5 bar absoluto. Además, en todo momento se ha asegurado que la temperatura del fluido no aumentara en más de un grado entre experimentos.

Se recorría la adquisición de la gráfica de izquierda a derecha, es decir primero a caudales bajos y por último la toma bajo cavitación. Con la válvula aguas abajo de la válvula principal cerrada y la bomba centrífuga en funcionamiento (a veces con la ayuda de la bomba de vacío adicionalmente dependiendo de la apertura) se anotaban los primeros datos. Posteriormente se iba compensando una apertura de la válvula aguas abajo que suponía un decremento de la presión de la línea aguas arriba, con un aumento de la velocidad o apertura de la válvula de impulsión de la bomba centrífuga, para así mantener la presión constante.

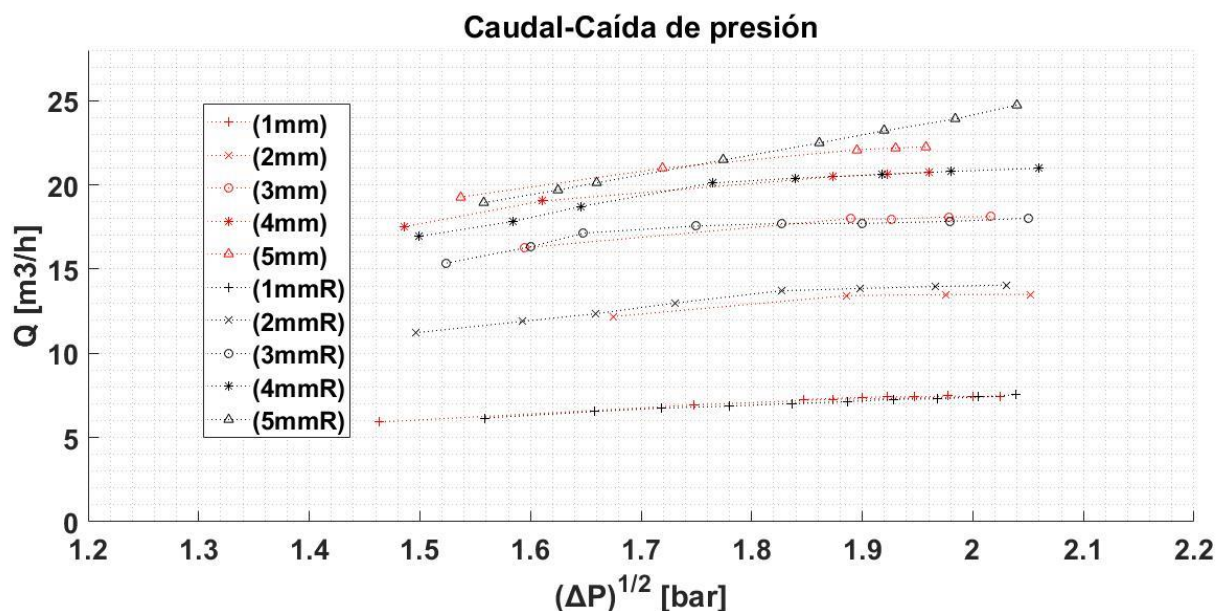


Figura 73 Gráfico comparativo con la literatura anterior.

Los datos se obtuvieron a partir de la creación de un programa en Matlab con la siguiente GUI:

Figura 74 GUI Matlab.

Una vez que se pulsa el botón de “start” se inicia una adquisición en continuo y simultánea de la temperatura del fluido, temperatura ambiente, frecuencias de muestreo y tiempo de adquisición, caudal, decremento de presión en la válvula, condiciones de presión aguas arriba, aguas abajo y en el tanque grande. Con la opción “Write data” se importa estos datos de un instante a un fichero de texto de tal manera que no se interrumpa el proceso experimental y se someta a estas condiciones los materiales el mínimo tiempo posible.

Los transductores de presión nos dan presiones estáticas absolutas y nosotros para el cálculo precisamos las presiones totales suma de la dinámica más la estática, para ello calculamos la velocidad aguas arriba y aguas debajo de la válvula con la siguiente expresión, obteniendo las presiones totales:

$$V_1[m/s] = \frac{Q[m^3/s]}{\pi \cdot \frac{D_1^2}{4}} = \frac{\frac{Q[m^3/h]}{3600}}{\pi \cdot \frac{0.0276^2}{4}}$$

$$V_2[m/s] = \frac{Q[m^3/s]}{\pi \cdot \frac{D_2^2}{4}} = \frac{\frac{Q[m^3/h]}{3600}}{\pi \cdot \frac{0.0828^2}{4}} \quad \text{Ecuación 53}$$

$$P_d = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2$$

$$P_t = P_d + P_s$$

Por definición de la ecuación de Bernoulli la presión total es igual a la de remanso cuando un fluido se detiene isentrópicamente:

$$P_s + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 = P_t \quad \text{Ecuación 54}$$

Abajo se adjunta la función que se llama desde la GUI para el sistema de adquisición de los transductores de presión y el caudalímetro (1000 Hz durante 0.2 s), y en su propia estructura (Handles) ya se realiza la calibración de los rangos. Siguen las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} data\_ave(1) &= 40.07757 * data\_ave(1) + 98.574761; \\ data\_ave(2) &= 39.998868 * data\_ave(2) - 0.7146531; \\ data\_ave(3) &= 9.7393682 * data\_ave(3) + 0.3368127; \\ data\_ave(4) &= 3.31875 * data\_ave(4) * 1000 - 12.375; \end{aligned} \quad \text{Ecuación 55}$$



```
function [data_ave]=acquisition_P(Psampling_rate,Psampling_time)

    s=daq.createSession('ni');
    s.addAnalogInputChannel('cDAQ2Mod1',0,'Voltage');
    s.addAnalogInputChannel('cDAQ2Mod1',1,'Voltage');
    s.addAnalogInputChannel('cDAQ2Mod1',2,'Voltage');
    s.addAnalogInputChannel('cDAQ2Mod3',0,'Current');

    s.Rate=Psampling_rate;
    s.DurationInSeconds=Psampling_time;

    data=s.startForeground;

    for i=1:4
        data_ave(i)=mean(data(:,i));
    end

    clear s;

end
```

Sistema de adquisición de los termopares, como vemos se selecciona una frecuencia de adquisición de 7 medidas por segundo durante 0.3 segundos (lo máximo posible):

```
function [data_ave]=acquisition_T()

    s=daq.createSession('ni');
    s.addAnalogInputChannel('cDAQ2Mod4',0,'Thermocouple');
    s.addAnalogInputChannel('cDAQ2Mod4',1,'Thermocouple');
    s.Rate=7;
    s.DurationInSeconds=0.3;
    tc=s.Channels(1);
    tc.ThermocoupleType='K';
    tc.Units='Celsius';

    tc=s.Channels(2);
    tc.ThermocoupleType='K';
    tc.Units='Celsius';
    set(tc);

    data=s.startForeground();
    data_ave=mean(data);

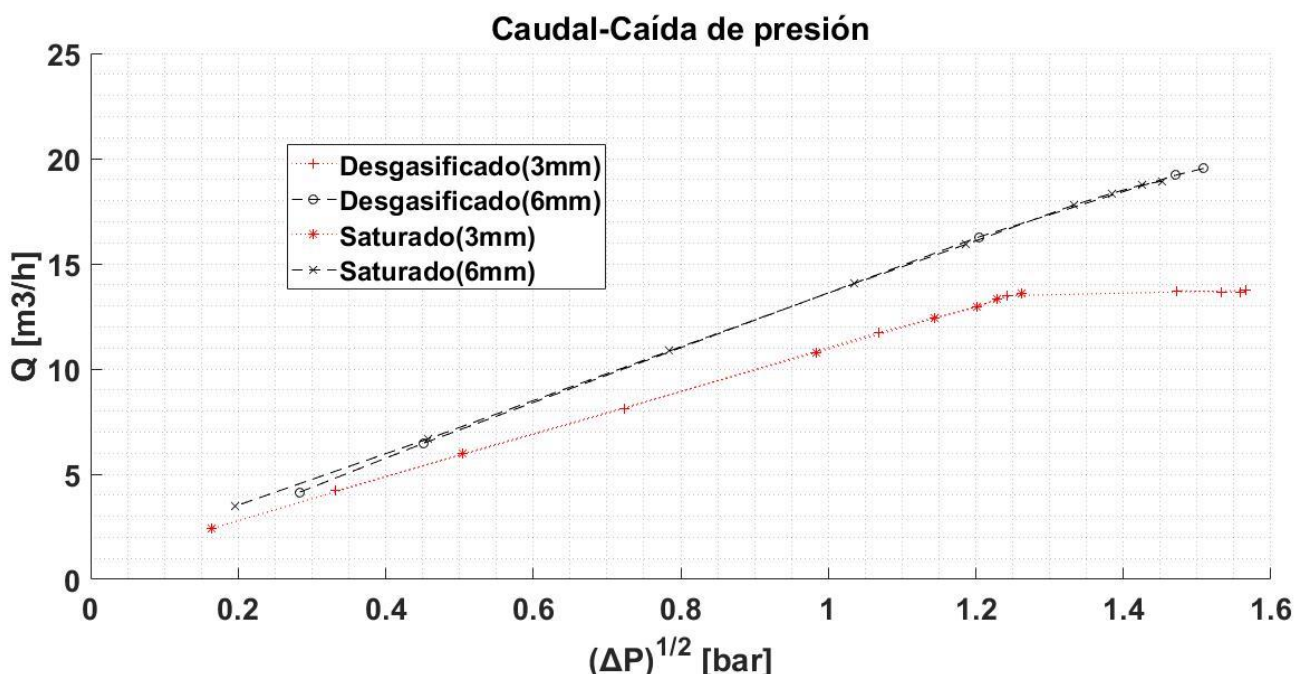
    clear s;

end
```

Así, estas primeras gráficas, nos da una idea de la validez y consistencia de la instalación y nos permite observar las condiciones de bloqueo bajo cavitación.

### 8.1.2 Desorción de gases

Posteriormente, se procedió a hacer un ensayo experimental con los datos aportados por el Matlab de catalogación de la válvula para saber si a presiones bajas como las que se puede someter el modelo API1 1/2G3 SRV influye en el inicio o retraso de la cavitación la desorción de gases. Para ello se obtuvieron las curvas de caudal frente a caída de presión en condiciones de cavitación y normales de turbulencia para diferentes alturas de obturación (2mm y 6mm) manteniendo una presión aguas arriba constante de 250 KPa.



**Figura 75 Diagrama caudal-caída de presión para dos alturas con flujos saturados y desgasificados. Elaboración propia.**

Se observa que el bloqueo de la válvula no se ve alterado, es decir, no ocurre antes para condiciones de saturación, hipótesis que debería ser cierta puesto que se reduce la velocidad del sonido en el agua bajo estas condiciones además de proporcionar más lugares de nucleación. Esto es a causa de las bajas presiones a las que se somete el modelo, el siguiente paso sería probar un modelo comercial con resorte, aunque se impidiera su visualización complementaria.

En el estudio realizado por Lema [3] en el que se estudia el golpe de ariete en los procesos de descarga de combustible en un satélite, las condiciones de saturación son alcanzadas a 20 bar, bajo estas circunstancias los resultados son completamente diferentes y afectaron a los picos de presión del golpe de ariete, al contrario que en

nuestro proceso. Por ello se deduce que a bajas presiones de saturación la influencia de la desorción de gases se puede despreciar a efectos de diseño. En un futuro puede llevarse a cabo el experimento en una válvula industrial para demostrar estas conjeturas en otras condiciones de presión.

Hay que tener en cuenta que la presión parcial suministrada al fluido durante el proceso de degasificación bajo vacío se mantiene siempre ligeramente superior a la presión de vaporización de fluido para evitar el transporte masivo de vapor a la bomba de vacío. Así ya que la presión de vaporización del agua a 293 K es 2.3 KPa la mínima presión de degasificación fue fijada a 5 KPa y se mantuvo ahí durante todo el experimento.

## 8.2 Locales

Inicialmente para comprobar los parámetros correctos de la cámara, niveles de iluminación y filtros necesarios se procedió a calcular mediante procesamiento de imágenes en Matlab la evaluación media de intensidad de cavitación por superposición



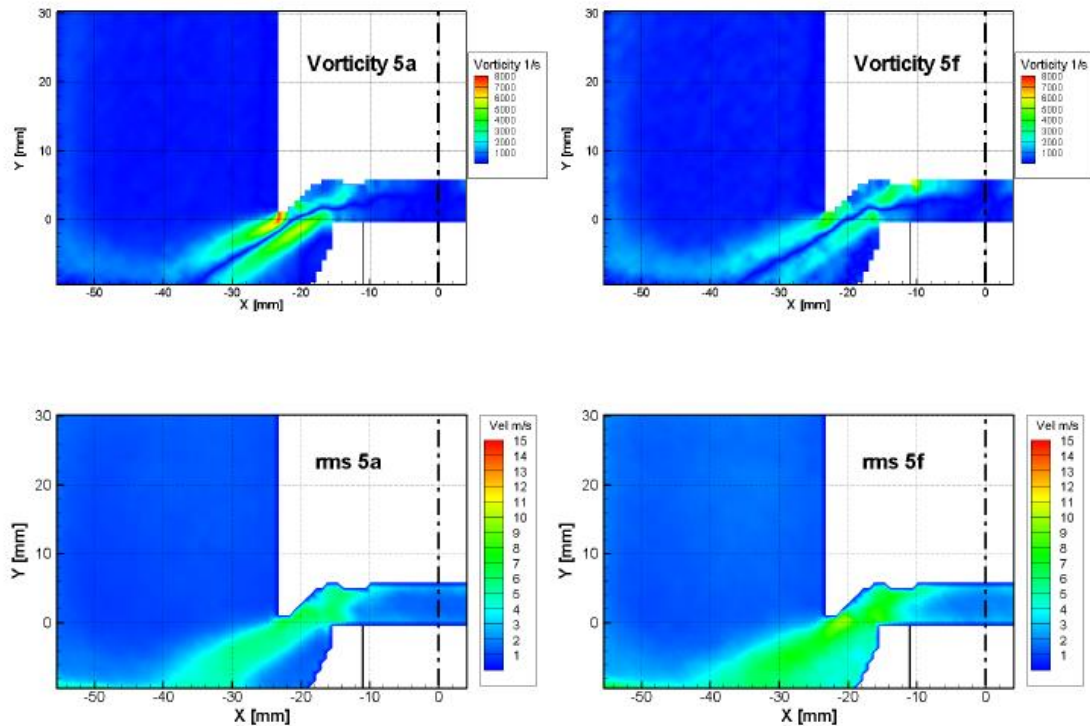
**Figura 76** Media de 10000 imágenes para una apertura de 5 mm  $P_1=3.5$  bar g y una caída de presión de 2.79 bar.

de imágenes:

Se propone hacer un análisis en frecuencia con una visualización tridimensional simple para tomar otro tipo de referencias sobre en estudios previos, que utilizaban iluminación en una hoja laser con un análisis 2D además del uso de trazadores en una tecnología PIV. Para ello se ha realizado programa en Matlab adjuntado a continuación que procesa las fluctuaciones de nivel de grises en una zona determinada de la grabación. Con esto se obtiene conclusiones, mediante los espectros de frecuencia, acerca de la relación entre la cavitación y los fenómenos de vorticidad generados por la fricción entre las capas de flujo en movimiento y las estáticas colindantes en el jet formado aguas debajo de la válvula. Antes de introducir los resultados obtenidos se introducirán los resultados de referencia anteriormente trabajados.

En concreto en la tesis de Pinho [2] para determinar la posición de las capas de desprendimientos que se producen a los lados del jet, se ha computado el valor absoluto de la vorticidad mediante el siguiente parámetro obteniendo la **Figura 78**:

$$\omega = \text{abs}\left(\frac{\partial v}{\partial X} - \frac{\partial u}{\partial Y}\right) \quad \text{Ecuación 56}$$



**Figura 77 Campos de vorticidad (arriba) y cala desviación estándar (abajo) by *Experimental Investigation of Cavitation in a Safety Relief Valve using water. Extension to Cryogenic fluids.***

Estos análisis mediante tecnología PIV fueron de gran interés ya que permitían calcular el factor de recuperación de líquido tanto en condiciones de cavitación como para una sola fase mediante la siguiente ecuación:

$$F_L = \frac{u_{\max}}{\alpha \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}} \quad \text{Ecuación 57}$$

Sin embargo, esto antes no era posible ya que había que asegurarse para su cálculo que las presiones en la vena contracta alcanza la presión de vapor y tener de esta manera una referencia de cálculo mediante la medición del caudal.

Por otra parte con los campos de vorticidad instantáneo se puede apreciar el movimiento del jet y con el criterio de  $\lambda_2$  originalmente propuesto por Jeong y Hussain (1995), la rotación pura de los vórtices (Parte inferior de la **Figura 79**):

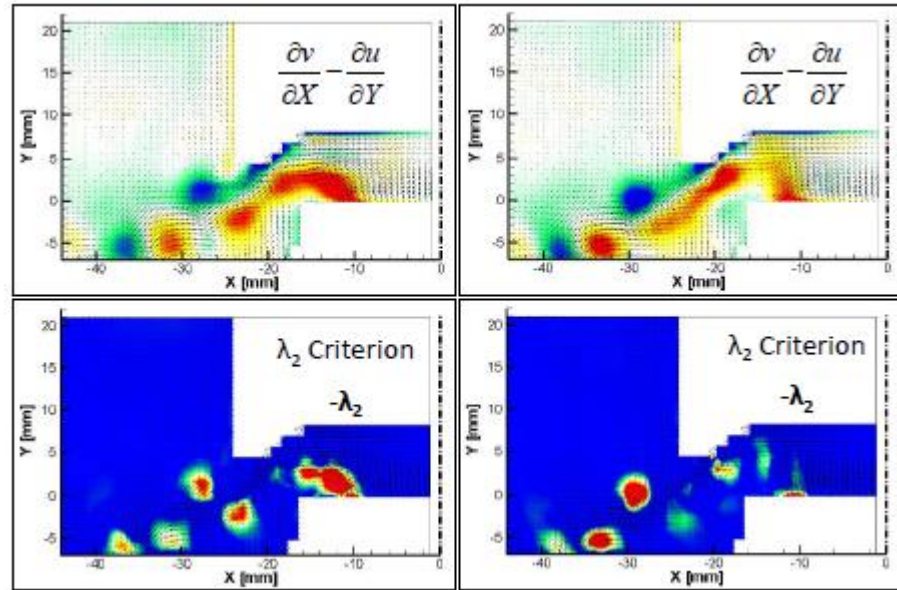


Figura 78 Campos instantáneos de vorticidad.

Se colocaron puntos de monitorización a lo largo de las capas de desprendimiento donde hay alta probabilidad de creación de vórtices (lo mismo se pretendió en nuestros puntos de análisis) para obtener las siguientes gráficas mediante un análisis de Fourier:

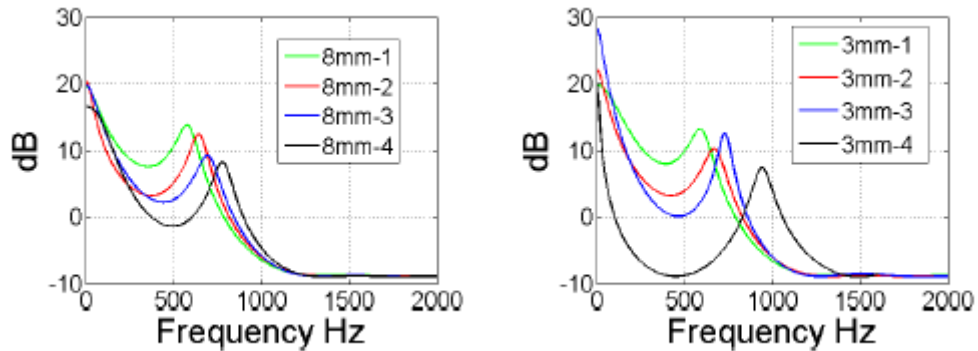


Figura 79 Análisis en frecuencia mediante PIV para 8 y 3 mm by *Experimental Investigation of Cavitation in a Safety Relief Valve using water. Extension to Cryogenic fluids.*

Test	$Q[m^3/h]$	$\sqrt{\Delta P}[\text{bar}^{1/2}]$	$f_{shed}[Hz]$	$\delta f_{shed}[Hz]$	$u[m/s]$	$St[-]$
8mm – 1	14.66	1.06	579	7	10.7	1.19
8mm – 2	18.23	1.31	652	16	13.3	1.08
8mm – 3	22.73	1.63	779	78	16.6	1.03
8mm – 4	23.72	1.71	908	112	17.3	1.15
Characteristic length $l = D_{eq}$ Eq. 6.11					Average	<b>1.11</b>
$D_{eq} = 22mm$					$\delta St/St$	<b>12.9%</b>

Test	$Q[m^3/h]$	$\sqrt{\Delta P}[\text{bar}^{1/2}]$	$f_{shed}[Hz]$	$\delta f_{shed}[Hz]$	$u[m/s]$	$St[-]$
3mm – 1	7.75	0.77	547	13	10.4	0.86
3mm – 2	10.65	1.06	681	32	14.3	0.78
3mm – 3	14.68	1.47	976	260	19.7	0.81
3mm – 4	15.86	1.62	1008	30	21.3	0.77
Characteristic length $l = D_{eq}$ Eq. 6.11					Average	<b>0.80</b>
$D_{eq} = 16mm$					$\delta St/St$	<b>18.2%</b>

**Figura 80** Cálculo del número de Strouhal by *Experimental Investigation of Cavitation in a Safety Relief Valve using water. Extension to Cryogenic fluids.*

Los resultados muestran una frecuencia de creación de vórtices que crece con la caída de presión como es de esperar ya que aumenta la velocidad del jet. El número de Strouhal se ha calculado de la siguiente forma, cuyo cálculo haremos de manera similar en nuestro estudio siendo  $l$  el diámetro equivalente de la válvula:

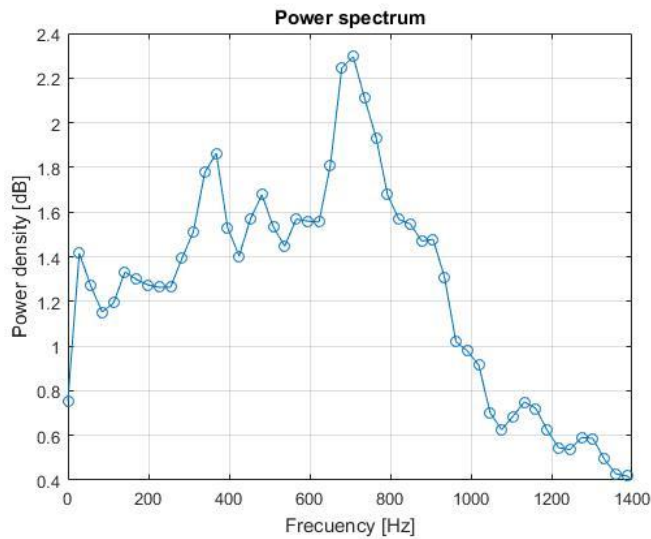
$$St = \frac{f_{shed} \cdot l}{u} \quad \text{Ecuación 58}$$

En adicción, se dispone como referencia unos resultados realizados por Daniel Rodriguez Calvete obtenidos mediante OpenFoam.

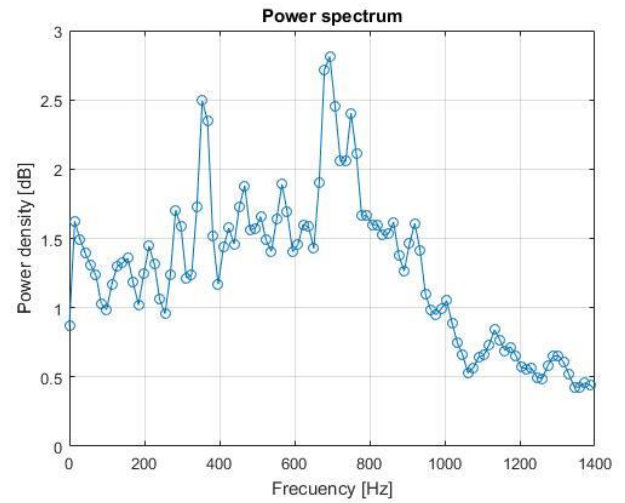
El proceso ha consistido en obtener el mejor punto de referencia para ejecutar la medición temporal del nivel de grises (Determinado por las zonas de mayor vorticidad). Una vez conseguida esta evolución se le elimina la media para su posterior eliminación del ruido y conservando la mayor resolución en frecuencia posible. El ruido se reduce por medio de una ponderación de espectros superpuestos calculados a partir de un análisis de Fourier (haciendo preponderar los picos mayores), cuantos más intervalos cojamos menos resolución en frecuencia tendremos y precisaremos de más muestras para una frecuencia de muestreo dada. Los intervalos escogidos se han superpuesto de tal manera que se reduzca el error notoriamente. Es por ello que se comparan tres espectros con parámetros similares para dilucidar el pico adecuado que se utiliza para la comparación final del número adimensional de Strouhal.

Así tenemos las siguientes tres gráficas de referencia:

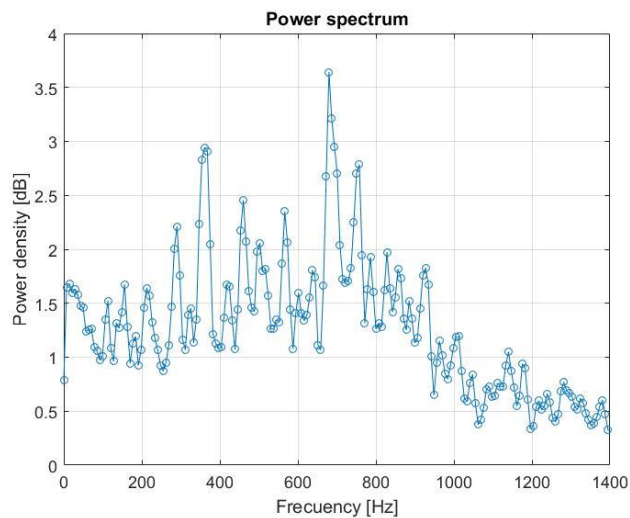




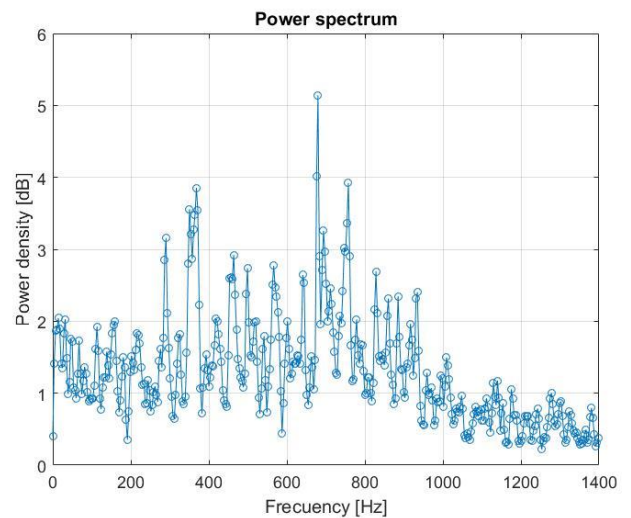
**Figura 82 Espectro para 20000 imágenes y : intervalos, con pico en 693.847 Hz.**



**Figura 81 Espectro para 20000 imágenes y 16 intervalos, con pico en 693.8477.**



**Figura 84 Espectro para 20000 imágenes intervalos, con pico en 679.68 Hz.**



**Figura 83 Espectro para 20000 imágenes y 4 intervalos, con pico en 679.6875.**

Observamos como en las dos primeras figuras se obtiene un resultado más preciso ya que se elimina el ruido gracias al aumento del número de intervalos promediados y no por ello perdemos excesiva resolución en frecuencia. Todos ellos tienen en común un armónico a la mitad de la frecuencia principal como es de esperar en este tipo de procesos.

Con estos datos procedemos a hacer una tabla comparativa con el error relativo obtenido con respecto a los estudios anteriores

**Tabla 4 Comparativa con OpenFoam y PIV de los números de Strouhal para la frecuencia de vorticidad bajo cavitación.**

Case	$P_1$ [KPa]	$\Delta P$ [KPa]	$\sqrt{(\Delta P)}$	Q [m <sup>3</sup> /h]	$F_{shedding}$ [Hz]	u [m/s]	St	Err (OpenFoam)	Err (PIV)
$\Delta P$ [250KPa]	349213	30,97	5.56506	22,7044	693,84	16,590	0,92004	1%	12%



**Figura 85 Rastro de la frecuencia.**

Se ha construido la **Figura 86** con el objetivo de contrastar cualitativamente los resultados de los espectros obtenidos anteriormente. Para ello previamente hay que tener en cuenta una serie de cálculos y la forma de obtener la imagen. Esta se ha obtenido por el solapamiento en una matriz de los sucesivos píxeles en columna de cada imagen procesada. La tasa de muestreo es de 29000 Hz con lo cual habrá una imagen cada  $3,4 \cdot 10^{-5}$  s, y si se toma la frecuencia de cavitación anterior como cierta habrá un vórtice cada  $1,44 \cdot 10^{-3}$  s con lo cual cada 42,35 píxeles de la imagen anterior debería encontrarse un máximo. Midiendo sobre la imagen:

Length
46.875
57.292
37.514
36.473
37.514
45.833
44.792

**Figura 86 Mediciones en píxeles realizadas sobre el rastro mediante Fiji.**

Se obtiene una media de 38.397 píxeles, más que razonable teniendo en cuenta lo que se tenía previsto. Abajo se adjunta el código para el cálculo de los espectros.



```
clear, close all

st_im=1;           % Number of reference images to be averaged
nb_im=20000;       % Number of images to be processed
delta_im=1;

nx=512;           % size of the images to be processed.
ny=200;

Fs=29000;         % Aquisition frequency in Hz(Frames per second).

disp('Image processing')
disp(' ')

delta_t=delta_im/Fs;           % (sec) time separation between 2 frames

t=zeros(nb_im,1); %Time.
I=zeros(nb_im,1); %Frecuency variable.
z=1;               %aux.

for r=st_im:delta_im:(st_im+(nb_im-1)*delta_im) % for every image of the sequence.
%   disp('          Start          ')
%   disp('r=')
%   disp(r)

%Loading files.

    rootname='C:\Users\Usuario\Desktop\TFG\hsc\8mm3T';
    suffixe='.tif'; % file format: 'tif' (multi-tiff)

    filename1=[rootname,suffixe];
    disp([num2str((r-st_im)/delta_im+1), '/', num2str(nb_im), ' Processing ', filename1, '
image number ', num2str(r), ' ...']);

    im(:,:)=imread(filename1,r); % Matrix of the image.

% Double format conversion
    imaged=double(im);

    s=size(imaged);

% Show image
    figure(1)
    imshow(uint8(imaged(:,:)));

% Show grey level along a pixel colum

    for i = 1:s(1)
        pm(i)=(i-1);
    end

    xm=round((s(2)/2)-90);
```

```
figure(2)
plot (pm,imaged(:,xm))
title('Image intensity I0 as a function of pixel number i')
xlabel('Pixel number i')
ylabel('I0 (level of gray)')
grid on

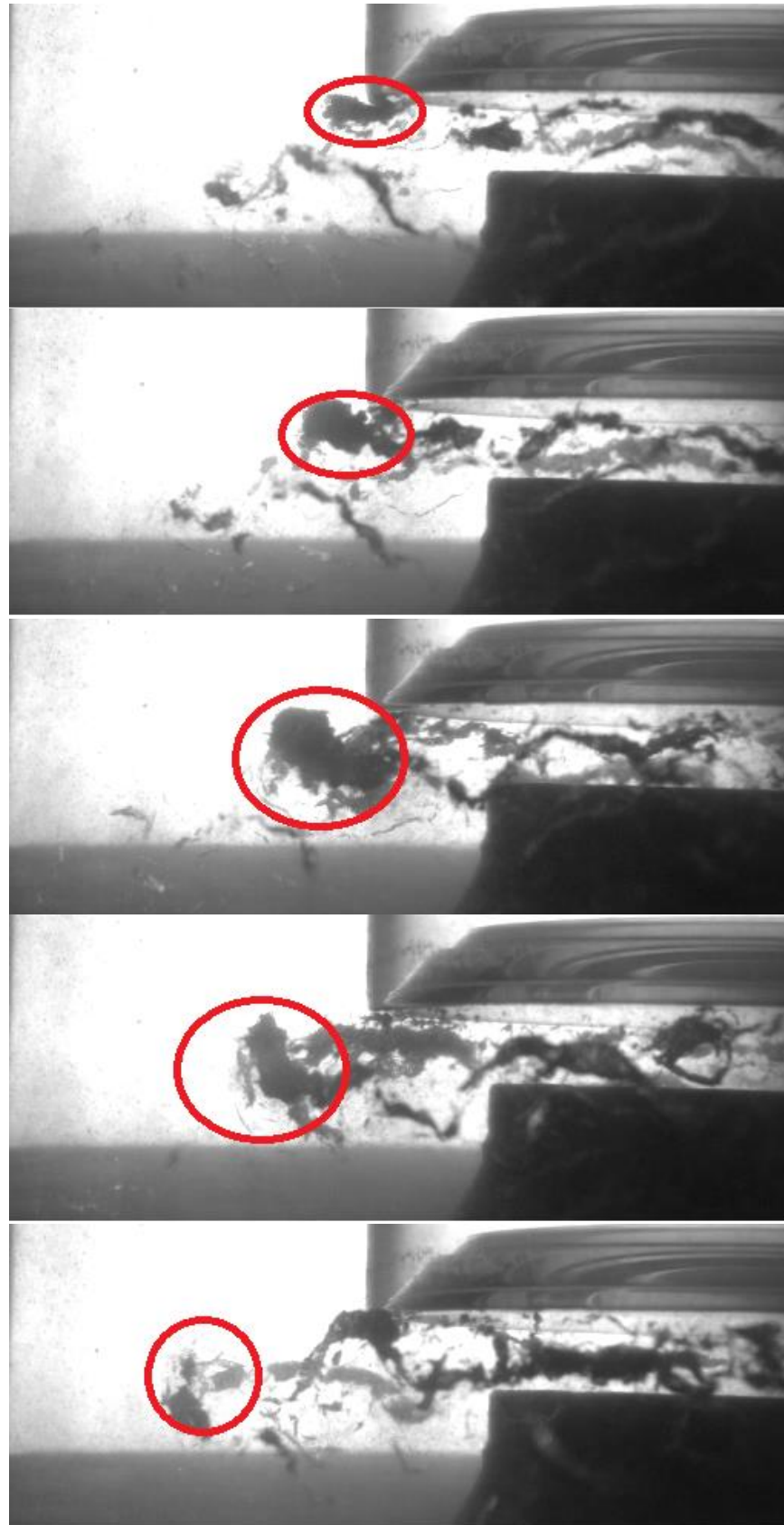
t(z)=delta_t*z;
I(z)=imaged(120,xm);
z=z+1;end

Result=I-mean(I);

figure(3)
plot(t,Result)
title('Intensity of grey versus time')
xlabel('Time(s)')
ylabel('lvl of Gray')
grid on

[PED,f] = pwelch(Result,ceil(nb_im/16),[],[],Fs); % number of intervals: 16

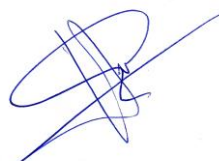
figure(4)
plot(f,PED, 'o-');
grid on
title('Power spectrum');
xlabel('Frequency [Hz]')
ylabel('Power density [dB]')
grid on
xlim([0 1400])
[val,index] = max(PED(:)); % Searching the frequency of the dominant peak.
fprintf('Frequency of the dominant peak [Hz]:%f \n',f(index))
```



**Figura 87 Seguimiento de un vórtice para las condiciones estudiadas de 8mm y una caída de presión de 250 KPa.**

Ferrol, a Julio de 2018

Fdo.:



Héctor Lorenzo García



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO**

**CURSO 2017/18**

---

*Estudio de cavitación en válvulas de control*

---

**Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales**

**Anejo I**



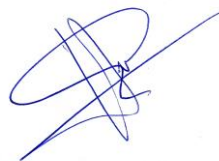
## 1 BIBLIOGRAFÍA

- [1] Earls Brennen, C. (1995). *Cavitation and Bubble Dynamics*. Oxford: University Press. ISBN 0-19-509409-3.
- [2] Pinho, J. (2015). *Experimental Investigation of Cavitation in a Safety Relief Valve using water. Extension to Cryogenic fluids*. Université Libre de Bruxelles.
- [3] Lema, M. (2013). *Multiphase Fluid Hammer: Modeling, Experiments and Simulations*. Universidad de La Coruña.
- [4] *Cavitation in control valves*. Recuperado de: <https://www.samson.de/document/I351en.pdf>.
- [5] Mingxing, H.; Yinshui, L.; Defa, W.; Xufeng, Z. y Huaijiang, T. (2017). *A numerical investigation in characteristics of flow force under cavitation state inside the water hydraulic poppet valves*.
- [6] Romero A.M.; Arrué P.; Cárcel A.C. y Ferrer C. *Diagnóstico del fallo por cavitación en válvulas de compuerta en servicio y su correlación con el diseño*.
- [7] Shigeru O.; Timo L.; Matti L.; Kari T. y Matti J. *Effect of Cavitation in Water Hydraulic Poppet Valves*.
- [8] Zhi-jiang J.; Zhi-xin G.; Jin-yuan Q.; Zan W. y Bengt S. *A Parametric Study of Hydrodynamic Cavitation Inside Globe Valves*.
- [9] *Understanding and Predicting Cavitation in Control Valves* <https://www.flotechinc.com/understanding-predicting-cavitation-control-valves/>
- [10] *Flashing and Cavitation* <http://www.valvemagazine.com/magazine/sections/back-to-basics/6960-flashing-and-cavitation.html>
- [11] Boneu Pascual F. (2012). *Estudio y validación de modelos de cavitación en un código de Mecánica de Fluidos Computacional*. Escola Tècnica Superior d'Enginyeries Industrial i Aeronàutica de Terrassa.
- [12] Mingxing H.; Yinshui L.; Defa W.; Xufeng Z.; Huaijiang T. *A numerical investigation in characteristics of flow force under cavitation state inside the water hydraulic poppet valves*. International Journal of Heat and Mass Transfer.
- [13] Valero Sánchez E. *Análisis del proceso de descarga de fluidos sometidos a altas presiones y temperaturas*. Universidad Politécnica de Madrid.
- [14] Alberto García E.; Alexander Osorio J.; Cortes M. *Modelado matemático de flujo bifásico: efecto de la velocidad de la onda de presión sobre la magnitud y distribución de presiones*. Universidad Nacional de Colombia.
- [15] Vasilios Kourakos; *Experimental Study and modeling of single- and two-phase flow in singular geometries and safety relief Valves*. Université Libre de Bruxelles.
- [16] Norma europea: NF EN 60534-2-3.
- [17] Parcol. *Handbook for control valve sizing*.
- [18] Apuntes de Mecánica de Fluidos: Escuela Politécnica Superior de Ingeniería de Gijón.
- [19] Dénos R. *Fundamentals of data acquisition and processing*. Von KARMAN INSTITUTE.
- [20] Veynante D. *Survey of signal processing techniques*. Von KARMAN INSTITUTE.
- [21] Wang C.; Li G.; Sun Z.; Wang L.; Sun S.; Gu J.; Wu X. *Effects of structure parameters on flow and cavitation characteristics within control valve of fuel injector for modern diesel engine*.
- [22] Amirante R.; Distaso E.; Tamburrano P. *Experimental and numerical analysis of cavitation in hydraulic proportional directional valves*.
- [23] Couzinet A.; Gros L.; Pinho J.; Chabane S.; Pierrat D.; *Numerical modeling of turbulent cavitation flows in safety relief valves*.

- [24] Jablonská J.; Kozubková M. *Physical and mathematical fundamentals of cavitation*.
- [25] Chern M.; Hsu P.; Cheng Y.; Tseng P.; Hu C. *Numerical Study on Cavitation Occurrence in Globe Valve*.
- [26] Valdés J.; Rodríguez J.; Monge R.; Peña J.; Thomas P. *Numerical simulation and experimental validation of the cavitating flow through a ball check valve*.
- [27] Ulanicki B.; Picinali L.; Janus T. *Measurements and analysis of cavitation in a pressure reducing valve during operation- a case Study*.
- [28] Pinho J.; Chabane S. *Mass flux and hydrodynamic forces of two-phase cavitating flow through a safety relief valve at initial subcooling conditions*.
- [29] Kourakos V.; Rambaud P.; Buchlin J. *Flowforce in a safety relief valve under incompressible, compressible, and two-phase flow conditions. (PVP-2011-57896)*.
- [30] Pinho J.; Rambaud P.; Buchlin J.; Carlo G. *Flow visualization and f-PIV of a two-phase cavitating flow through a safety relief valve at initial subcooling conditions*.
- [31] Wang G.; Wu Q.; Huang B. *Dynamics of cavitation-structure interaction*.
- [32] Couzinet A.; Ferrari J.; Gros L.; Vallet C. *Pierrat D. Experimental Study and numerical modeling of incompressible flows in safety relief valves*.
- [33] Chabane S.; Pinho J. *Experimental Study of two-phase flow induced by cavitation through a safety relief valve*.
- [34] Javier C. *Cálculo de coeficientes de flujo en válvulas mediante CFD para su uso en AVL BOOST*.
- [35] Campo López A. *Válvulas de control: Selección y Cálculo*.
- [36] Nishimura S.; Takakuwa O.; and Soyama H. (2012). *Simularity Law on Shedding Frecuency of Cavitation Cloud Induced by a Cavitating Jet*. Journal of Fluid Science and Technology, vol. 7, No.3:405-420.

Ferrol, a Julio de 2018

Fdo.:



Héctor Lorenzo García





UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO**

**CURSO 2017/18**

---

*Estudio de cavitación en válvulas de control*

---

**Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales**

**DOCUMENTO III**

**CONCLUSIÓN**



## 1 CONCLUSIÓN

En este epígrafe se expondrán, a continuación, las conclusiones y reflexiones obtenidas una vez finalizado este proyecto, además de las posibles líneas de investigación factibles en un futuro.

Respecto al primer objetivo del proyecto, se ha conseguido la puesta en marcha de la instalación satisfactoriamente, tanto el funcionamiento de la misma como la sensorización y el sistema de adquisición de datos, incluyendo un programa en Matlab que recoge de manera continua, controlada y simultánea los datos relevantes del proceso. De este modo, se dispone de un banco de ensayos de referencia, validado y que servirá de herramienta de trabajo para posteriores investigaciones.

Asimismo, se ha realizado y contrastado con estudios previos la caracterización de la válvula de forma satisfactoria, tanto en el dominio monofásico como bifásico, permitiéndonos reafirmarnos en la conclusión anteriormente obtenida. Los resultados han mostrado una notoria repetitividad, errores de precisión bajos (menores al 2%) y con una fuerte concordancia con los resultados de Pinho [2]. Con respecto al sistema de adquisición de datos, se puede tener en cuenta en un futuro ampliarlo mediante la instrumentación para el cálculo de fuerzas sobre la válvula, la introducción de inyectores de aire o el acoplamiento de un láser en el entramado de visualización de flujos, entre otras opciones.

En cuanto al segundo objetivo, el estudio experimental de la cavitación ha demostrado que bajo presiones bajas no influye la desorción de gases en el retardo o inicio de la nucleación de las cavidades. En lo que a esto se refiere, una línea de trabajo interesante sería repetir este mismo experimento para una válvula comercial y someterla a condiciones de presión más severas, analizando las variables que intervendrían en el proceso y observando la influencia en la cavitación con una mayor absorción de aire en el líquido de trabajo.

Otro aspecto importante de este proyecto ha sido la visualización del flujo con cámara de alta velocidad, donde nos hemos enfrentado al reto de obtener imágenes de calidad para su posterior análisis bajo condiciones difíciles de iluminación. En lo referente al diagnóstico óptico de la cavitación, se han obtenido resultados mediante un análisis en frecuencia del desprendimiento de las cavidades. Los espectros obtenidos, tras un esfuerzo en la disminución del ruido, localización de la mejor zona de prueba y compromiso en la resolución de frecuencia, ofrecen un valor de frecuencia dominante. Una comparación cualitativa con la secuencia temporal de imágenes ha permitido validar la metodología seguida en este análisis. Los resultados obtenidos de esta forma son similares a otros estudios experimentales o numéricos disponibles, enriqueciendo así la literatura experimental sobre este fenómeno y dotándola de nuevos métodos de análisis. Aun así, creemos que este tipo procesamiento sería conveniente mejorarlo en el futuro, principalmente haciendo uso de iluminación láser y técnicas de PIV para mejorar la calidad de las imágenes.

En lo personal, este trabajo me ha dotado de conocimientos sobre adquisición de datos (elaboración de una GUI en Matlab, entorno MAX de NI, instalación, cableado y tratamiento de sensores, tarjeta de adquisición de datos, control de bomba, etc.), procesamiento de imágenes, análisis de señales y, paralelamente, el manejo de la cámara de alta velocidad y la dinámica de fluidos computacional. Además, me ha permitido una aplicación directa de conocimientos adquiridos durante mi formación previa, mejorando mi metodología y bagaje en el uso del método científico.

Ferrol, a Julio de 2018

Fdo.:



Héctor Lorenzo García

Héctor Lorenzo García

Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO  
CURSO 2017/18**

---

*Estudio de cavitación en válvulas de control*

---

**Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales**

**DOCUMENTO II**

**PRESUPUESTO**



## Índice: presupuesto

1 Objeto .....	5
2 Capítulo I: Tarjeta de adquisición .....	6
3 Capítulo II: Sensores .....	7
4 Capítulo III: Ingeniería del proceso.....	8
5 Resumen por capítulos, importe de ejecución de material, de ejecución y de contrata .....	9





## 1 OBJETO

Este documento tiene por objeto la elaboración de un presupuesto aproximado para la realización de un sistema de adquisición de datos e ingeniería requerida en la elaboración de un proyecto de investigación. En concreto el estudio de la cavitación en válvulas en una instalación hidráulica.

## 2 CAPÍTULO I: TARJETA DE ADQUISICIÓN

N/P	Concepto	Uds.	Precio Unitario(€)	Importe (€)
1.1	cDAQ-9174, CompactDAQ chassis (4 slot USB)	1	760	760
1.2	Power Cord, 240V, 10A, Euro, Right Angle.	1	9	9
1.3	NI 9211 4-Ch $\pm 80$ mV, 14 S/s, 24-Bit TC and Diff AI	1	325	325
1.4	NI 9201 Screw Term, $\pm 10$ V, 12-Bit, 500 kS/s, 8-Ch AI Module	1	375	375
1.5	NI 9203 Screw Term, $\pm 20$ mA, 16-Bit, 200 kS/s, 8-Ch AI Module	1	485	485
1.6	NI 9215 Screw Term, $\pm 10$ V, 16-Bit, 100 kS/s/ch, 4-Ch AI Module	1	495	495

### 3 CAPÍTULO II: SENSORES

N/P	Concepto	Uds.	Precio Unitario(€)	Importe (€)
2.1	Caudalímetro: COMAC CAL FLOW 33	1	470	470
2.2	Transductores de presión: PXM219 (OMEGA)	3	189	567
2.3	Termopares: TC-K-NPT-U-72	2	30,5	61

## 4 CAPÍTULO III: INGENIERÍA DEL PROCESO

N/P	Concepto	Uds.(h)	Precio Unitario (50€)	Importe (€)
3.1	Realización sistema de adquisición.	16	50	800

## 5 RESUMEN POR CAPÍTULO, IMPORTE DE EJECUCIÓN DE MATERIAL, DE EJECUCIÓN Y DE CONTRATA

Resumen por capítulos	
Tarjeta de adquisición	2449 €
Sensores	1098 €
Ingeniería del proceso	800 €
Importe de ejecución de material	4347 €
13% Gasto generales	565,11 €
6% Beneficio industrial	260,82 €
Importe de ejecución	5171,93 €
21% IVA	1086,10 €
Importe de contrata	6258.03 €

El importe de contrata asciende a la cantidad de **SEIS MIL DOSCIENTOS CINCUENTA Y OCHO CON TRES CÉNTIMOS**

Ferrol, a Julio de 2018

Fdo.:



Héctor Lorenzo García